

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh jeřábové kočky

Structural Design of the Crane Trolley

Student:

Kuczera Marcel

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2013

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

podpis studenta

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za ochotu, čas, trpělivost a odborné vedení, dále pak konzultantům ve firmě Strojírny Třinec a. s. a to pánům Ing. Grzegorzovi Podolewskimu a panu Ing. Petrovi Nohalovi za cenné rady, věcné připomínky, vstřícnost, čas a ochotu při řešení problémů během tvorby bakalářské práce.

Prohlašuji, že:

- ✓ jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- ✓ beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠBTUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- ✓ souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce.
- ✓ Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠBTUO.
- ✓ bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- ✓ bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- ✓ beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 20.5.2013

podpis autora práce

.....

Marcel Kuczera

Nad Lipinou 2305

73801 Frýdek-Místek

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KUCZERA, m. *Konstrukce jeřábové kočky – bakalářská práce*. OSTRAVA:
Technická univerzita Ostrava Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 35
s. Vedoucí práce: FRIES, J.

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá návrhem zdvihového ústrojí jeřábové kočky s nosností 10 000 kg. V práci je řešen návrh a výpočet nosných lanových prvků jeřábové kočky, jimiž jsou lano, kladnice, lanový, lanový buben. Dále jsou zde řešeny pevnostní výpočty vybraných komponent jako například brzda zdvihu jeřábu. V neposlední řadě je řešena i otázka pohonů pro zdvih a pojezd jeřábové kočky. V příloze práce je výkresová dokumentace.

ABSTRACT

This Thesis deal with proposal hoisting of travelling crab with lifting capacity of 10000 kg. In Thesis, there are included proposal of bearing elements of cable system such as steel rope, pulley and cable drum. Next is solved here strength and dimensional calculation of choose parts such as brake of crane. At not least is there solved question about driving of lifting and crane travel of crane trolley. In enclose of Thesis are drawing documents.

OBSAH

ÚVOD	17
TEORETICKÁ REŠERŠE.....	18
1 JEŘÁBOVÁ KOČKA	18
1.1 POUŽITÍ JEŘÁBOVÝCH KOČEK.....	19
1.2 DĚLENÍ JEŘÁBOVÝCH KOČEK.....	20
1.2.1 Kočky jednonosníkové	20
A) Pohon ruční	20
B) Pohon kombinovaný.....	21
C) Pohon motorický pro zdvih i posuv	22
1.2.2 Kočky dvounosníkové	22
D) Ručně poháněné kočky.....	22
E) Elektrické kočky kladkostrojové	23
F) Elektrické kočky klasické.....	23
1.3 VÁZACÍ PROSTŘEDKY	24
1.3.1 Ocelová lana	24
A Dělení ocelových lan dle konstrukce.....	24
1.3.2 Řetězy	26
1.4 UCHOPOVACÍ PRVKY	27
1.5 BLOKOVÁNÍ POJEZDU KOČEK.....	28
1 MECHANISMUS HLAVNÍHO ZVIHU	29
1.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET LANA	29
1.1.1 Stanovení lanového převodu i_K	29
1.1.2 Stanovení počtu nosných průřezů lana jedné větve n :	30
1.1.3 Stanovení celkové účinnosti lanového převodu η :.....	30
1.1.4 Stanovní celkového zatížení lana Q_{CL} :.....	31

1.1.5 Stanovení zatěžující síly na jeden průřez lana F_L :	31
1.1.6 Výpočet lana dle ČSN ISO 4308-1	31
1.1.7 Stanovení minimální únosnosti lana F_{min} :	31
1.1.8 Dle normy ČSN ISO 4308-1 musí lano splňovat podmínku:	31
1.2 VÝPOČET HNACÍHO ÚSTROJÍ HLAVNÍHO ZDVIHU	32
1.2.1 Stanovení celkové účinnosti zařízení při zvedání η_c :	33
1.2.2 Stanovení potřebného výkonu elektromotoru při zvedání P_z :	33
1.2.3 Jeřábový motor pro zdvih musí splňovat podmínku:	33
1.2.4 Stanovení doby rozběhu motoru t_{az} :	34
1.2.5 Stanovení statického momentu břemene M_{QL} redukovaného na hřídel motoru:	34
1.2.6 Stanovení zrychlujícího momentu posouvajících se hmot M_{ZPz} redukovaného na hřídel motoru:	34
1.2.7 Stanovení zrychlujícího momentu všech rotujících hmot M_{ZRz} redukovaného na hřídel motoru:	34
1.2.8 Stanovení celkového rozběhového momentu M_{Rz} redukovaného na hřídel motoru:	35
1.2.9 Jeřábový motor musí splňovat podmínku momentové přetížitelnosti:	35
1.2.10 Stanovení spouštěcího momentu M_{Sz} motoru zdvihu:	35
1.2.11 Jeřábový motor musí splňovat podmínku momentové přetížitelnosti při spouštění:	36
1.3 VÝPOČET BRZDY HLAVNÍHO ZDVIHU	36
1.3.1 Stanovení statického momentu břemene:	37
1.3.2 Stanovení zrychlujícího momentu posouvajících se hmot M_{BZPz} :	37
1.3.3 Stanovení zrychlujícího momentu všech hmot rotujících M_{BZRz} :	37
1.3.4 Stanovení celkového brzděného momentu M_{Bz} :	38
1.3.5 Podmínka momentové únosnosti, kterou musí splňovat brzda zdvihu:	38
1.3.6 Stanovení součinitele bezpečnosti současné brzdy k_{Bz} :	38
1.3.7 Pro brzdu zdvihu musí platit podmínka:	39

1.4 VÝPOČET LANOVÉHO BUBNU A JEHO KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ	39
1.4.1 Stanovení průměru lanového bubnu D_B :	39
1.4.2 Stanovení délky navinutého lana L :	40
1.4.3 Stanovení počtu závitů lana na bubnu z :	40
1.4.4 Stanovení tloušťky stěny bubnu s :	41
1.4.5 Stanovení délky závitové části bubnu l :	41
1.4.6 Stanovení otáček bubnu n_B :	41
1.4.7 Stanovení celkové délky lanového bubnu:	42
1.5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET LANOVÉHO BUBNU	42
1.5.1 Stanovení průměru bubnu pod lanem D_1 :	42
1.5.2 Stanovení modulu průřezu v ohybu	43
1.5.3 Stanovení maximálního ohybového momentu M_O :	43
1.5.4 Stanovení maximálního napětí v ohybu σ_O :	44
1.5.5 Lanový buben musí splňovat podmínku:	44
1.5.6 Stanovení modulu průřezu v krutu W_k :	44
1.5.7 Stanovení maximálního krouticího momentu M_k :	44
1.5.8 Stanovení maximálního napětí v krutu τ_k :	44
1.5.9 Lanový buben musí splňovat podmínku:	45
1.5.10 Stanovení namáhání lanového bubnu vnějším přetlakem σ_{ti} :	45
1.5.11 Stanovení redukovaného napětí v bubnu σ_{red} :	45
1.5.12 Lanový buben musí splňovat podmínku:	45
1.6 NÁVRHOVÝ VÝPOČET KLDNICE	46
1.6.1 Stanovení průměru vodící kladky D_k kladnice:	46
1.6.2 Stanovení průměru vyrovnávací kladky D_v :	46
2 MECHANISMUS POJEZDU KOČKY	47
2.1 VÝPOČET MOTORU POJEZDU KOČKY	47

2.1.1 Stanovení odporu pojížděcích kol kočky T_K :	48
2.1.2 Stanovení potřebného výkonu elektromotoru pojezdu kočky P_K :	48
2.1.3 Motor pojezdu kočky musí splňovat podmínku:	49
2.1.4 Stanovení momentů pasivních odporů M_{TK} :	49
2.1.5 Stanovení zrychlující síly posouvajících se hmot F_{ZPK} :	49
2.1.6 Stanovení momentu zrychlujících sil hmotnosti posouvajících se hmot M_{ZPK} :	49
2.1.7 Stanovení momentu zrychlujících sil všech rotujících hmot M_{ZRK} :	50
2.1.8 Stanovení celkového momentu rozběhu M_{RK} redukováného na hřídel motoru:	50
2.1.9 Motor pojezdu kočky musí splňovat podmínku momentové přetížitelnosti:	50
2.1.10 Stanovení spouštěcího momentu M_{SK} motoru pojezdu kočky:	51
2.1.11 Motor pojezdu musí splňovat podmínku momentové přetížitelnosti při spouštění:	51
2.2 VÝPOČET BRZDY POJEZDU JEŘÁBOVÉ KOČKY	51
2.2.1 Stanovení brzdného momentu pasivních odporů M_{BTK} :	52
2.2.2 Stanovení přibližné doby brzdění t_{bK} :	52
2.2.3 Stanovení brzdné síly posouvajících se hmot F_{BZPK} :	52
2.2.4 Stanovení momentů brzdných sil hmotnosti posouvajících se hmot M_{BZPK} :	53
2.2.5 Stanovení brzdného momentu zrychlujících sil všech rotujících hmot M_{BZRK} :	53
2.2.6 Stanovení celkového brzdného momentu M_{BK} :	53
2.2.7 Brzda pojezdu jeřábové kočky musí splňovat podmínku:	54
2.3 VÝPOČET POJEZDOVÝCH KOL JEŘÁBOVÉ KOČKY	54
2.3.1 Stanovení otáček pojezdového kola jeřábové kočky n_{pK} :	54
2.3.2 Stanovení součinitele trvanlivosti pojížděcích kol f_{hK} :	55
2.3.3 Stanovení součinitele otáček pojížděcích kol f_{nK} :	55
2.3.4 Stanovení maximálního tlaku na jedno pojížděcí kolo jeřábové kočky $K_{max K}$:	55
2.3.5 Pojezdové kola jeřábové kočky musí splňovat podmínku:	56
1 ANALÝZA ZDVIHOVÉ BRZDY	57

1.1 MODEL	57
1.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY	57
1.3 VÝSLEDKY	58
2 ANALÝZA RÁMU KOČKY	59
2.1 MODEL	59
2.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY	59
2.3 VÝSLEDKY	60
ZÁVĚR	62
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	67

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

Označení	Název	Jednotka
g	gravitační zrychlení	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
i_k	lanový převod	-
m	počet nosných průřezů lana	-
z	počet větví lanového převodu	-
n	počet nosných průřezů lana v jedné větvi	-
η	celková účinnost lanového převodu	-
Q_{CL}	celkové zatížení lana	kg
m_b	hmotnost břemene	kg
m_k	hmotnost kladnice	kg
F_L	zatížení jednoho průřezu lana	N
Z_p	součinitel bezpečnosti lana	-
F_{min}	minimální únosnost lana	N
F_{dl}	minimální síla při přetržení lana	N
ε	součinitel zatěžování	%
η_c	celková účinnost zařízení při zvedání	-
η_{kl}	účinnost kladnice	-
η_B	účinnost bubnu	-
η_p	účinnost převodové skříně	-
P_z	výkon elektromotoru potřebný ke zvednutí břemene	kW
v_z	rychlost zdvihu	$\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$
P_{mz}	jmenovitý výkon elektromotoru	kW
t_{az}	doba rozběhu motoru	s
a	zrychlení při zvedání	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
M_{Qz}	statický moment břemene redukováného na hřídel mot.	N·m
M_{ZRz}	zrychlující moment všech rotujících hmot ed. na hř. mot.	N·m
i_p	převodový poměr převodové skříně	-
D_B	průměr lanového bubnu	m

Označení	Název	Jednotka
M_{ZPz}	zrychlující moment posouvajících se hmot red. na hř. mot.	N·m
β	součinitel rotujících hmotností	-
n_m	otáčky motoru zdvihu jeřábové kočky	ot·min ⁻¹
J	moment setrvačnosti motoru	kg·m ²
M_{Rz}	rozběhový moment redukovaný na hřídel motoru	N·m
M_{NMz}	nominální krouticí moment motoru	N·m
χ	součinitel středního spouštěcího momentu	-
M_{Sz}	spouštěcí moment motoru	N·m
ξ	poměr maximálního krouticího momentu k nominálnímu	-
M_{BQz}	statický moment břemene	N·m
M_{BZPz}	zrychlující moment posouvajících se hmot	N·m
t_{bz}	doba brzdění	s
M_{BZRz}	zrychlující moment všech rotujících hmot	N·m
M_{Bz}	celkový brzdny moment	N·m
M_{Uz}	brzdny moment brzdy	N·m
k_{Bz}	součinitel bezpečnosti brzdy	-
k_z	součinitel minimální bezpečnosti brzdy	-
D_B	průměr lanového bubnu	mm
α	součinitel skupiny jeřábu	-
d	průměr zdvihového lana	mm
L	délka zdvihového lana	mm
H	výška zdvihu	mm
z	počet závitů lana na bubnu	-
s	tloušťka stěny bubnu	mm
l	délka závitové části bubnu	mm
t	rozteč závitu	mm
n_B	otáčky lanového bubnu	ot·min ⁻¹
l_1	délka střední části lanového bubnu	mm

Označení	Název	Jednotka
l_2	délka okrajové části závitového bubnu	mm
l_B	celková délka bubnu	mm
D_1	průměr lanového bubnu pod lanem	mm
W_o	modul průřezu v ohybu	mm ³
M_o	maximální ohybový moment bubnu	N·mm
σ_o	maximální napětí v ohybu bubnu	MPa
σ_{oD}	dovolené napětí v ohybu bubnu	MPa
W_k	modul průřezu v krutu	mm ³
M_k	maximální krouticí moment bubnu	N·mm
σ_{tl}	napětí v bubnu vnějším přetlakem	MPa
τ_k	napětí v krutu bubnu	MPa
τ_D	dovolené napětí v krutu bubnu	MPa
σ_{tl}	napětí v bubnu vnějším přetlakem	MPa
σ_{tl}	napětí v bubnu vnějším přetlakem	MPa
τ_k	napětí v krutu bubnu	MPa
τ_D	dovolené napětí v krutu bubnu	MPa
σ_{red}	redukováné napětí v bubnu	MPa
σ_D	dovolené napětí bubnu	MPa
D_K	průměr vodící kladky kladnice	mm
D_V	průměr vyrovnávací kladky	mm
T_K	odpor pojížděcích kol jeřábové kočky	N
m_K	hmotnost jeřábové kočky	kg
R_K	poloměr pojezdového kola kočky	m
e	součinitel čepového tření	mm
$f_{\check{c}}$	součinitel čepového tření pojezd. kola pro val. lož.	-
r_K	poloměr čepu pojezdového kola kočky	mm

Označení	Název	Jednotka
κ	součinitel přídatných odporů pro pohon kočky na val. lož.	-
η_{pK}	účinnost převodové skříně pojezdu kočky	-
P_{pK}	výkon elektromotoru pojezdu jeřábové kočky	kW
v_K	rychlost pojezdu jeřábové kočky	$m \cdot min^{-1}$
P_{pmK}	jmenovitý výkon motoru pojezdu kočky	kW
M_{TK}	moment pasivních odporů	N·m
i_{pK}	převodový poměr převodové skříně pojezdu	-
F_{ZPK}	zrychlující síla posouvajících se hmot	N
M_{ZPK}	moment zrychlujících sil hmotnosti posouvajíc. se hmot	N·m
M_{ZRK}	moment zrychlujících sil všech rotujících hmot	N·m
n_{mK}	otáčky motoru pojezdu jeřábové kočky	$ot \cdot min^{-1}$
J_K	moment setrvačnosti motoru pojezdu jeř. kočky	$kg \cdot m^{-2}$
M_{RK}	celkový rozběhový moment redukovaný na hř. motoru	N·m
n_{mK}	otáčky motoru pojezdu jeřábové kočky	$ot \cdot min^{-1}$
J_K	moment setrvačnosti motoru pojezdu jeř. kočky	$kg \cdot m^{-2}$
M_{RK}	celkový rozběhový moment redukovaný na hř. motoru	N·m
M_{NMK}	nominální krouticí moment motoru pojezdu jeřábové koč.	N·m
M_{SK}	spouštěcí moment motoru pojezdu kočky	N·m
M_{BTK}	brzdňý moment pasivních odporů	N·m
t_{bK}	doba brzdění	s
s_p	dráha pojezdu jeřábové kočky	m
F_{BZPK}	brzdná síla posouvajících se hmot	N
M_{BZPK}	moment brzdňých sil posouvajících se hmot	N·m

Označení	Název	Jednotka
M_{BZRK}	brzdňý moment zrychlujících sil všech rotujících hmot	N·m
M_{BK}	celkový brzdňý moment	N·m
n_{pk}	otáčky pojezdového kola jeřábové kočky	ot·min ⁻¹
D_K	průměr pojezdového kola jeřábové kočky	m
f_{hK}	součinitel trvanlivosti pojezdových kol jeřábové kočky	-
f_{nK}	součinitel otáček pojezdových kol jeř. koč. při pojíždění	-
$K_{max\ K}$	maximální tlak na jedno pojezdové kolo jeřábové kočky	N
k	součinitel vlivu materiálu a druhu provozu	-
b_K	účinná šířka kolejnice	mm
K_K	tlak na jedno pojezdové kolo jeř. kočky	N

ÚVOD

Podstatou mé bakalářské práce je dle zadaných parametrů navrhnout konstrukci jeřábové kočky včetně návrhu zdvihového ústrojí a pojezdu. Zdvihací zařízení je dimenzováno na zdvih 10000 kg a je uzpůsobeno pro instalaci na mostový jeřáb. Mostový bude pracovat ve středně těžkém provozu a bude umístěn v hale. Předpokládám, že zařízení je určeno pro kusovou výrobu, proto je v konstrukčním návrhu brán zřetel na jednoduchost a ekonomickou výrobu.

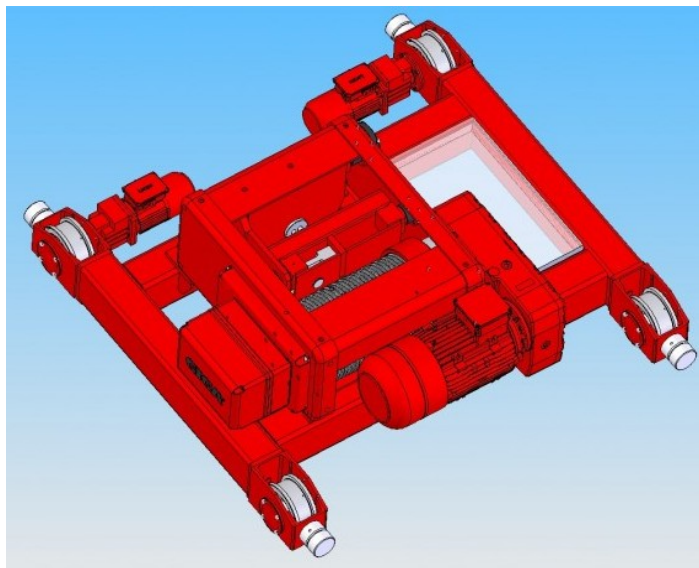
Zdvihové ústrojí jeřábu, neboli jeřábová kočka, je složeno z několika komponent, které jsou nezbytné pro bezpečnou práci a spolehlivou funkčnost systému. Celé toto ústrojí je umístěno na rámu jeřábové kočky a ten pojíždí po kolnicích. O Zdvih se stará asynchronní elektromotor řízený frekvenčním měničem disponující integrovanou parkovací brzdou, který je napojen na plochou převodovku. Krouticí moment motoru je na převodovku převáděný pomocí IEC příruby. O jištění zdvihu se stará elektrohydraulická brzda. Ta zamezuje samovolnému spuštění břemene. Převodovka dále přenáší krouticí moment na buben, který je připojený na výstupní dutý hřídel. Na bubnu je navinuto lano a to nese kladnici.

Podstatné je dobře navrhnout zdvihové lano a následně kladkostroj, což výrazně ovlivňuje i výběr materiálu a dimenzování zdvihu jeřábu. Celou konstrukci jsem se snažil navrhnout s ohledem na ekonomičnost, bezpečnost a bezproblémovou funkčnost systému.

TEORETICKÁ REŠERŠE

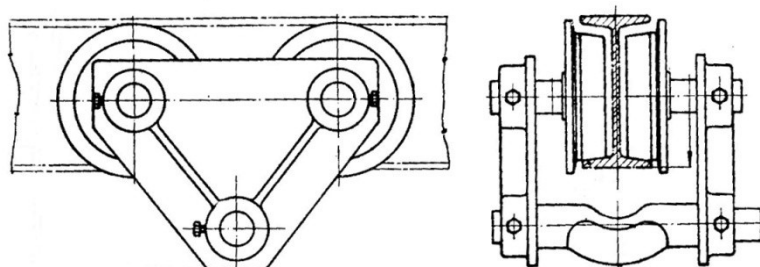
1 JEŘÁBOVÁ KOČKA

Jeřábová kočka je zdvihací zařízení, které slouží k přemísťování břemene v jedné nebo dvou rovinách. Může pojíždět buďto po spodní přírubě jednoho nosníku profilu I, kdy hovoříme o kočkách podvěsných, nebo mohou pojíždět po horní části nosníků, ale použity mohou být i kočky podvěsné. V takovém případě je však použit dvounosníkový jeřáb (obrázek 1).



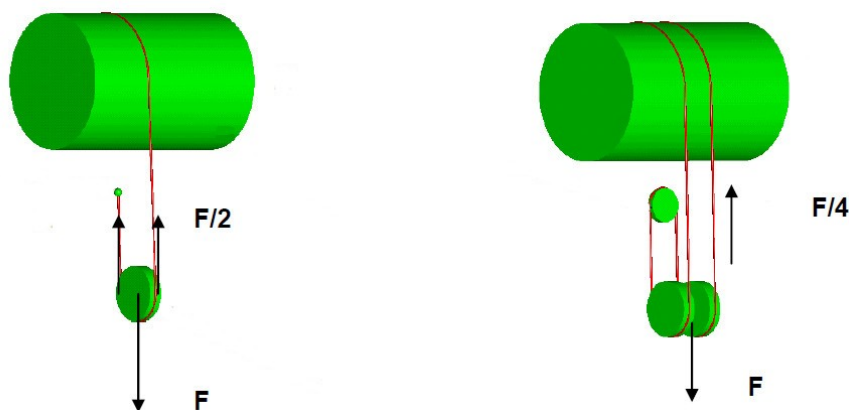
Obrázek 1 (dvounosníková jeřábová kočka) [15]

Pro samotné zdvihání břemene, se používá kladkostroj. Pro menší zdvihy, nebo ne příliš těžká břemena, se používají pohony ruční, avšak většinou se v praxi setkáme s pohonem elektrickým. Kladkostroje můžeme rozlišovat podle několika kritérií, například zda je použit řetěz anebo lano pro unášení zvedaného břemene. Řetězové kladkostroje bývají zavěšeny na kočku a zdvih je zajištěn poháněním řetězového ořechu, který unáší řetěz. Lanový kladkostroj bývá součástí konstrukce jeřábové kočky, má zpravidla větší nosnost než řetězové kladkostroje a je opatřen elektrickým navíjecím bubnem tzv. navijákem. Lano vedené na volné kladky je navíjeno na buben, a tím dochází ke zvedání břemene. Volné kladky slouží ke snižování potřebné síly pro zvedání a tím snižují velikost potřebného krouticího momentu bubnu. K zavěšení břemene a také k vedení lan slouží kladnice. Avšak jeřábovou kočkou rozumíme také zařízení, které slouží jen pro zavěšení a následný přesun břemene (obrázek 2).



Obrázek 2 (kočka bez zdvihu a pohonu) [1]

Břemeno bývá zvedáno jednou nebo až čtyřmi větvemi lana, což znamená, že jsme schopni dosahovat vícero nosností při použití stejného elektrokřakostroje, avšak na úkor rychlosti zdvihání a výšky zdvihu (obrázek 3).



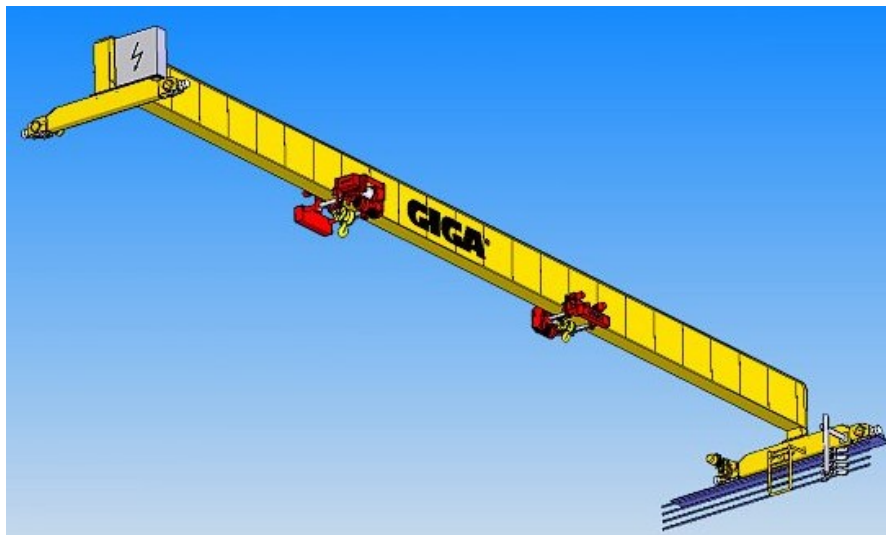
Obrázek 3 (vedení lana na bubnu jednou nebo dvěma větvemi) [10]

1.1 POUŽITÍ JEŘÁBOVÝCH KOČEK

Jak už bylo řečeno, jeřábové kočky používáme pro transport objektů všemi směry ve vodorovné rovině, přičemž ta je ovlivněna umístěním visuté dráhy, která je tvořena I profily. Mostové jeřáby (obrázek 4) (typ jeřábu, který obvykle disponuje jeřábovou kočkou) umožňují efektivní využití prostoru nad terénem, resp. podstropního prostoru jedná-li se o vnitřní umístění jeřábu. Velmi často se za pomoci těchto zařízení řeší otázka zlepšení přepravních operací ve starých budovách.

Použití jeřábu s kočkou nevyžaduje složitých a nákladných úprav v základech těchto objektů. Velkou výhodou jeřábových koček jsou nízké pořizovací, provozní a také údržbářské náklady. Nevýhody souvisí s jejich nízkým dopravním výkonem, z toho vyplývá, že tento typ Jeřábu není příliš vhodný pro dopravu na větší vzdálenosti. Doslova nevhodný je tento typ přepravy pro úklonnou dopravu, protože kolečka pojezdu neposkytují dostatek adheze pro přenos krouticího momentu. S přihlédnutím na tuto okolnost se nejčastěji doprava jeřábovými kočkami uskutečňuje na dráhách rovných nebo

jen mírně skloněných.



Obrázek 4 (jednonosníkový mostový jeřáb se dvěma kočkami) [16]

V jistých případech jsme schopni dopravovat břemena náhorně i úpadně, realizace je však mnohdy značně náročná. Případné výškové rozdíly v dopravní dráze překonáváme pomocí vkládání dodatečných úseků do trati, kde jsou kočky taženy či tlačeny. Adhezni vlastnosti koleček jsou dále ovlivňovány povětrnostními vlivy, zejména pak deštěm v případě venkovního použití.

1.2 DĚLENÍ JEŘÁBOVÝCH KOČEK

Jeřábové kočky ve své podstatě dělíme na jednonosníkové a dvounosníkové a ty dále rozlišujeme podle pohonů. Dále můžeme kočky rozlišovat podle způsobu řízení na řízení bezprostředné (tzv. řízení s doprovodem), to znamená, že strojník prochází pod jeřábem a ovládá jej příslušným ovládacím prvkem nebo je řízení zdvihu a pojezdu ovládáno z „velína“ což je sedadlo či budka připevněná ke konstrukci jeřábu nebo samotné kočky. Případně může být ovládání realizováno dálkově.

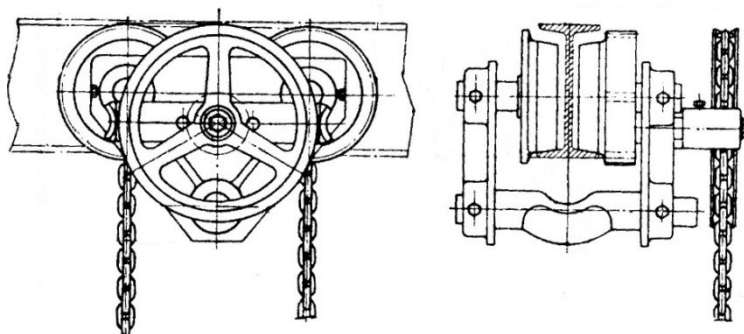
1.2.1 Kočky jednonosníkové

A) Pohon ruční

U těchto koček je pojezd a zdvih uskutečňován ručně a vyrábí se v těchto provedeních:

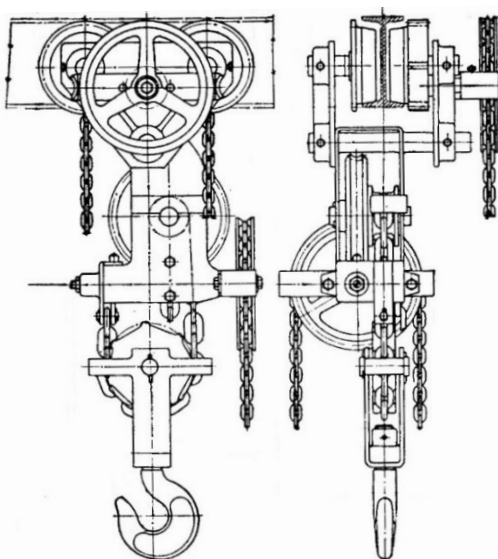
- Kočky jednoduché, které nemají mechanizovaný zdvih a ani pojezd, slouží v podstatě jen pro přepravu ve vodorovné rovině. Mívají nosnost od 0,5 až do 4 tun (obrázek 2).

- Kočky jednoduché se zařízením pro pohon jsou poháněny ruční řetězkou a čelním ozubeným převodem a jsou schopny transportovat 0,5 až 10 tunové břemeno (obrázek 5).



Obrázek 5 (jednoduchá jeřábová kočka s mechanizovaným zdvihem) [2]

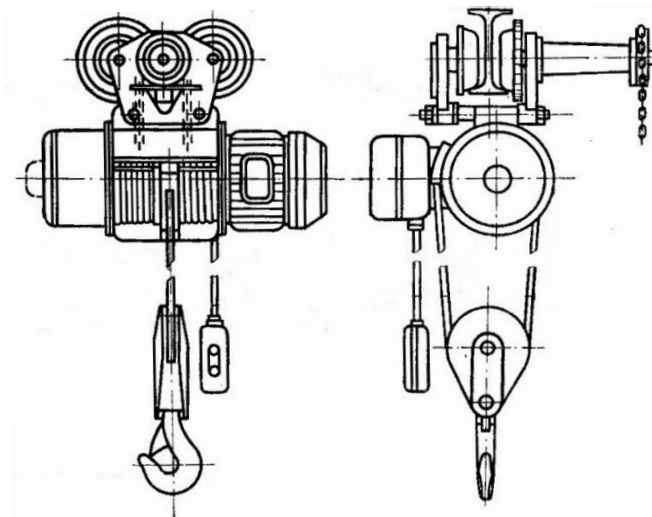
- Podvěsné kočky s vlastním zdvihacím a pojížděcím zařízením disponují nosností 0,5 až 10 t (obrázek 6). Zdvihacím zařízením je obvykle šroubový kladkostroj ovšem realizovat se dá také pomocí čelních převodů. Toto řešení má menší stavební výšku, avšak je dražší.



Obrázek 6 (kočka s rucním zdvihem a pojezdem se šroubovým kladkostrojem) [2]

B) Pohon kombinovaný

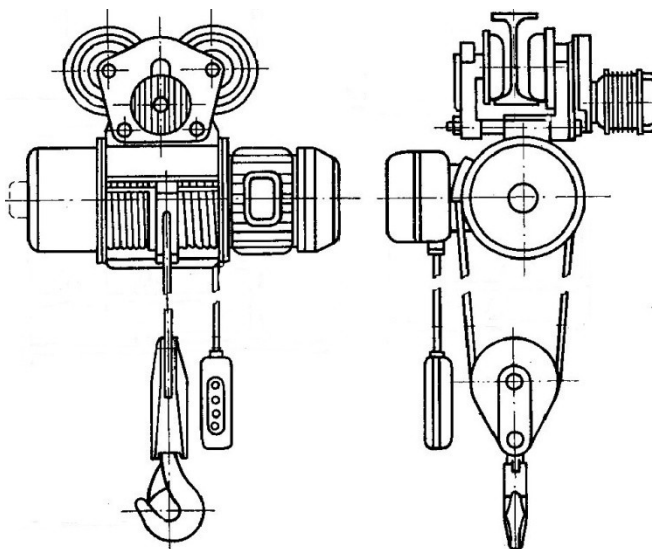
U kombinovaných pohonů má zdvih pohon motorický, přičemž pojezd je ruční (obrázek 7). Nejčastěji dochází ke spojení jednoduché kočky s elektrickým kladkostrojem a dosahujeme nosností 0,2 až 8 tun. U kladkostrojů lanových jsou rychlosti zdvihu 8m/min ale i 12 16 a 24 m/min a dále pak mikro-zdvihy (mikro-rychlosti) v poměrech 1:3 a u motorů ve speciálních provedeních 1:8 nebo dokonce 1:16.



Obrázek 7 (jeřábová kočka s kombinovaným pohonem) [2]

C) Pohon motorický pro zdvih i posuv

Do této skupiny patří tzv. kočky typu kladkostrojového, tj. konstruované na základě principu elektrického kladkostroje disponujícím pojezdem poháněným motorem. Tyto kladkostroje jsou typizovány do nosností 5 tun (obrázek 8).



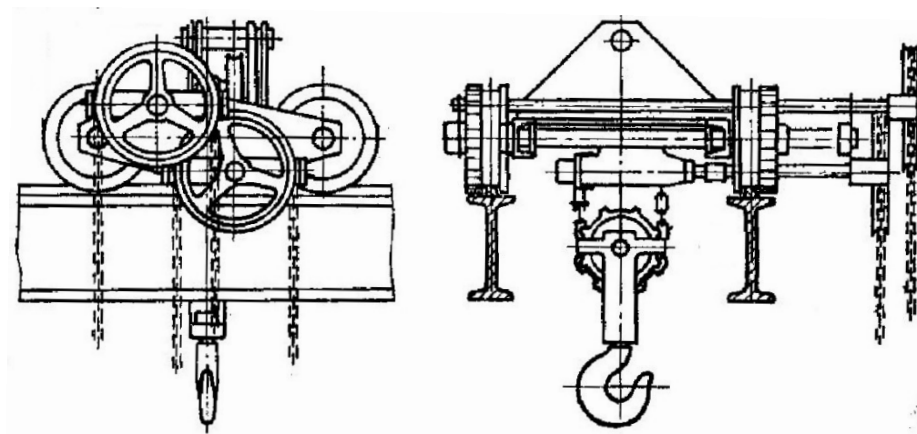
Obrázek 8 (jeřábová kočka s motorickým pohonem) [2]

1.2.2 Kočky dvounosníkové

D) Ručně poháněné kočky

Disponují nosností od 5 do 20 tun. U tohoto druhu koček v provedení s nosností do 10 tun je jako zdvihací prvek používá svařovaného řetězu (obrázek 9), u nosností nad 10 tun to pak bývá ocelové lano, nebo Gallův řetěz. Tyto kočky dále disponují šnekovým

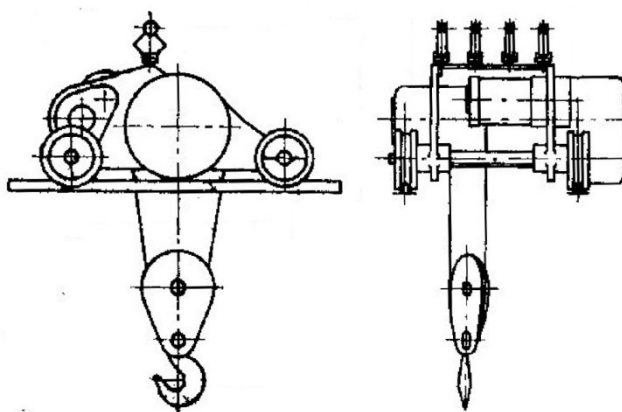
převodem a Beckerovou brzdou. V praxi však upřednostňujeme kočky lanové, protože v případě použití čelního převodu mají vyšší mechanickou účinnost a jsou také lehčí než řetězy.



Obrázek 9 (dvounosníková kočka s ručním pohonem řetězem) [2]

E) Elektrické kočky kladkostrojové

Instalují se zpravidla na jeřáby určené pro lehký provoz a to znamená, že mají nosnosti od 0,5 až 12 tun. Obvykle jsou konstruovány tak, že je elektrický kladkostroj namontován přímo na rám kočky, který pojíždí na čtyřech kolech nebo soukolích, přičemž obvykle bývají dvě hnací, každé svým vlastním elektromotorem (obrázek 10).

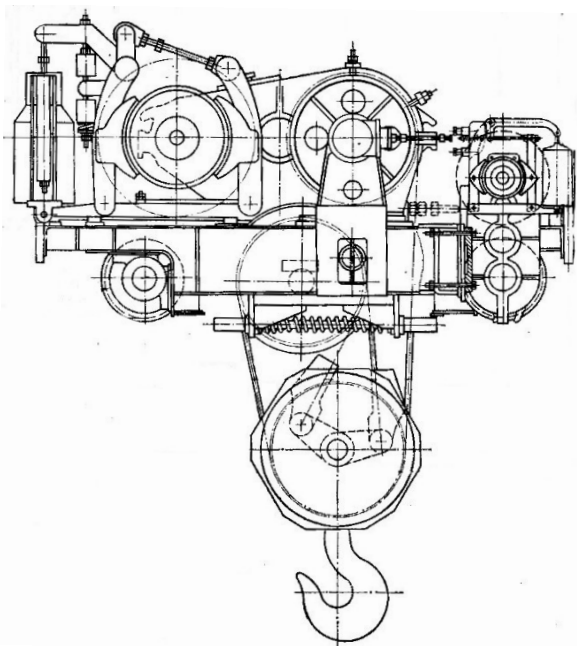


Obrázek 10 (kladkostrojová jeřábová kočka) [2]

F) Elektrické kočky klasické

Kočky této konstrukce bývají složitější a jsou typizovány pro jeřáby mostové (obrázek 11). Používají se obvykle do nosnosti 50 tun. Můžeme se však setkat i s nosnostmi až 125 tun. Tato zdvihadla obvykle disponují brzdami s regulací rychlosti pomocí elektrohydraulického odbrzdovače, to znamená, že v poslední fázi spouštění

břemena jsme schopni snížit rychlost spouštění až na velikost 20% maximální rychlosti. Rámy koček jsou z ocelových profilů a jsou svařovány.



Obrázek 11 (jeřábová kočka klasické konstrukce) [2]

1.3 VÁZACÍ PROSTŘEDKY

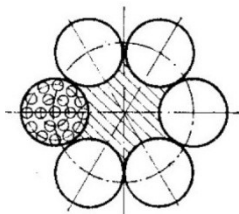
Ve své podstatě dnes rozlišujeme tři typy vázacích prostředků a to řetězy, ocelová lana a textilní vázací prostředky.

1.3.1 Ocelová lana

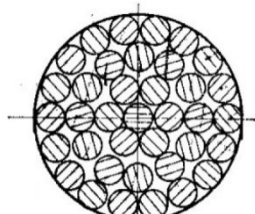
Ocelová lana patří mezi nejčastěji používané vázací prvky a to především díky jejich příznivým vlastnostem, jež jsou malá hmotnost, pružnost, bezhlučný chod a nízká cena. Na druhou stranu je však můžeme zatěžovat pouze v tahu ve směru jeho podélné osy a jsou také choulostivá na ohyb, který nastává v důsledku navíjení lan na kladky nebo bubny. Ocelové lano je nejčastěji vyráběno vinutím ocelových drátů a pramenů.

A Dělení ocelových lan dle konstrukce

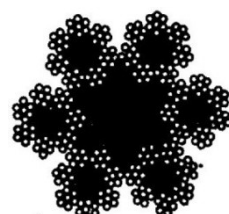
- Jednopramenná tzv. jednoduše vinutá (obrázek 12)
- Vícepramenná (dvojitě až trojitě vinutá) (obrázek 13)



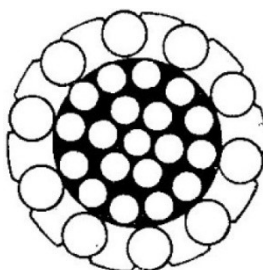
Obrázek 13 (jedinopramenné lano) [1]



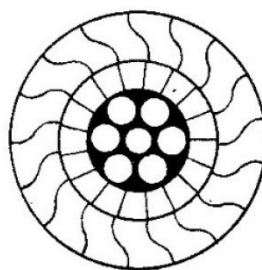
Obrázek 12 (vícepramenná lana) [1]



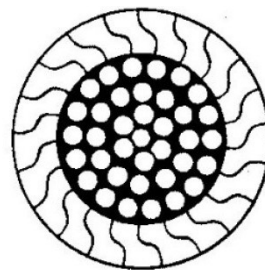
U lan jednopramenných jsou dráty vinuty ve šroubovici s určitým stoupáním kolem duše drátu. Tato lana se obvykle používají lana kotevní, nosná ve své podstatě nepohyblivá lana. Bývají otevřená, což znamená, že nejsou nijak chráněna proti vnikání vody dovnitř lana. Dalším negativem otevřených lan je fakt, že prasklé dráty mohou vyčnívat ze svazku ven a to může vést k poruše jeřábu. Z těchto důvodů se zavedla výroba lan polozavřených (obrázek 14) a uzavřených (obrázek 15).



Obrázek 14 (polozavřené lano) [1]

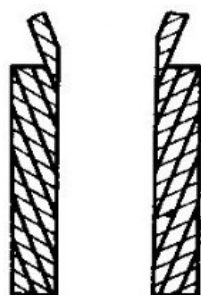


Obrázek 15 (uzavřené lano) [1]

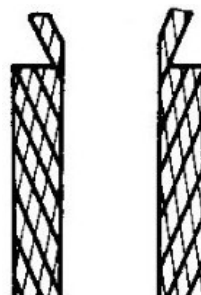


Jak je patrné z obrázku 15 povrchové dráty lana jsou tvarovaná tak, aby do sebe jednotlivá vlákna zapadala a tvořila tak hladký povrch. To napomáhá menšímu opotřebení lan a kladek. Pro ostatní jeřáby se však nejčastěji používají lana šestiramenná.

Toto lana mají v centrální středové části duši, nejčastěji tvořenou konopím nebo jutou přičemž bývají napuštěna mazivem, které chrání vnitřek lana proti korozi. Ve výjimečných případech však může být duše také ocelová. U lan můžeme také rozlišovat dva směry vinutí a to stejnosměrné (obrázek 16) a protisměrné (obrázek 17) a také pravé či levé, přičemž oba druhy mají své opodstatnění a rozdílné vlastnosti.

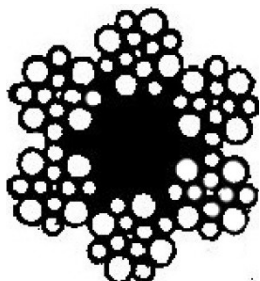


Obrázek 15 (stejnospměrné vinutí lana levé a pravé)[1]

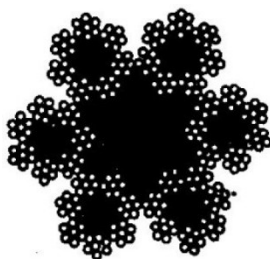


Obrázek 14 (protispměrné vinutí lana levé a pravé) [1]

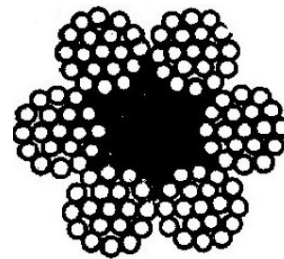
Stejnoseměrná lana jsou měkčí, ohebnější a pružnější a to má přímou souvislost s okolností, že po zatížení podléhají poměrně značnému prodlužování. Protisměrně vinutá lana netvoří smyčky, nejsou náchylná k rozkrucování a proto jich využíváme tam, kde nelze pojistit břemeno proti roztočení. U jeřábových lan se nejčastěji setkáváme s konstrukcemi Warrington (obrázek 18), SEAL (obrázek 19) a s lany s normálním vedením pramenů (obrázek 20).



Obrázek 17 (ocelové lano konstrukce Warrington) [1]

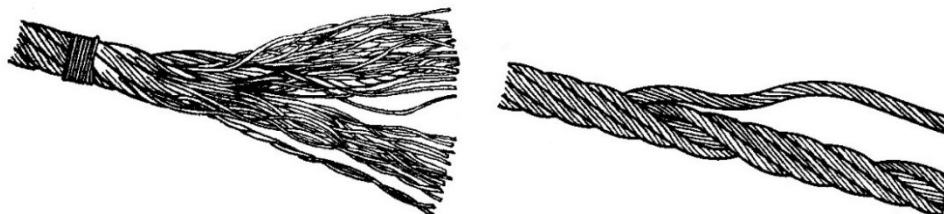


Obrázek 16 (ocelové lano konstrukce SEAL) [1]



Obrázek 20 (ocelové lano konstrukce normální) [1]

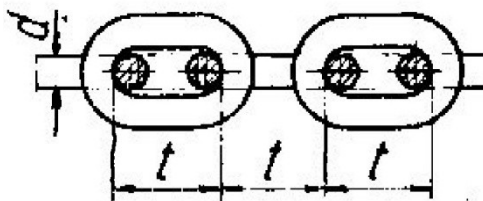
U všech normálně vyráběných ocelových lan mají jak dráty v prameni tak i prameny v laně snahu se rozplétat, neboť při stáčení vniká vnitřní pnutí. Aby toto pnutí bylo co nejmenší, používá se různých metod přeformování, kde se např. prameny buď před svinutím v lano, nebo hotové lano po svinutí, několikrát prohnou v rovinách k sobě kolmých. Takové lano se potom nazývá „umrtveným“. Umrtvené lano není náchylné ke tvoření smyček a při přesečnutí lana v nenapjatém stavu nemají prameny ani dráty snahu se rozplétat.[1] Na obrázku 21 vidíme rozdíl mezi umrtveným a neumrtveným lanem.



Obrázek 21 (neumrtvené a umrtvené lano) [1]

1.3.2 Řetězy

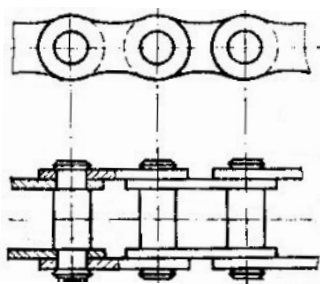
Dalším, využívaným vázacím prvkem je řetěz a je to vůbec nejstarší vázací prvek užívaný ke zdvihání břemen. Řetězy rozlišujeme podle poměru vnějších rozměrů na krátkočláňkové kde je délka oka řetězu (t) 2,8 krát větší než průměr (d) a řetězy dlouhočláňkové kde je poměr 3,5t ku d . Dále řetězy rozdělujeme přesností výroby na kalibrované a nekalibrované. V praxi se u jeřábů používá dvou druhů řetězu a to Gallova a svařovaného řetězu.



Obrázek 22 (svařovaný řetěz) [1]

Svařovaných řetězů (obrázek 22) nejčastěji používáme ke zvedání břemen, pakliže hovoříme o řetězech nekalibrovaných, kalibrované řetězy jsou logicky dražší a tak se jejich použití omezuje pohony zdvihacích zařízení, ovšem jen ručních. Nevýhodou svařovaného řetězu je jeho velká hmotnost, jeho citlivost vůči rázům, nepružnost, hlučnost a nerovnoměrnost chodu řetězu.

Řetěz Galluv (kloubový) se používá ke zvedání těžších břemen než v případě řetězů svařovaných, ovšem oproti lanům jsou těžší a podléhají prodlužování vlivem zatěžování. Předností Gallova řetězu (obrázek 23) je bezpochyby fakt, že je rozebíratelný, ale jeho konstrukce je složitější a to znamená, že je výroba dražší.



Obrázek 23 (Gallův řetěz) [1]

Dalším druhem vázacích prvků jsou textilní. Vázací prvky z textilií jsou čím dál více používaným médiem a to hlavně díky jejich příznivým vlastnostem. Můžeme je dělit na polyamidová a konopná. Mezi příznivé vlastnosti textilních vázacích prvků patří podstatně nižší hmotnost oproti ocelovým lanům a řetězům, poddajnost, voděodolnost aj.. Na druhou stranu mají logicky i negativa. Nesmí se používat v prostředích s vysokou teplotou (okolo 100 °C), nesmí se používat pro manipulaci s břemeny, které mají ostré hrany a nemají tak velkou nosnost jako ocelová lana.

1.4 UCHOPOVACÍ PRVKY

Konstrukce a účel uchopovacích prostředků jsou různé v závislosti na druhu přemísťovaného břemene. Například manipulační traverza umožňující uchopení břemene na více místech, kterou používáme pro transport dlouhých břemen nebo speciální kleště

na kulatiny nebo drapáky určené k nabírání sypkých, výjimkou nejsou ani břemenové magnety.

1.5 BLOKOVÁNÍ POJEZDU KOČEK

V případech kdy pojíždí více koček za sebou (nejčastěji dvě) po jedné dráze a jsou-li řízeny dálkově, musíme zajistit, aby nedošlo ke srážce. Mimo to je mnohdy nepřípustná i malá vzdálenost mezi jednotlivými za sebou jedoucími kočkami se zřetelem na statickou stabilitu nosníků, proto na dráhu instalujeme tzv. bloková zařízení.[]

Trať je rozdělená do několika úseků, přičemž v každém z nich by se měla nacházet nejvýš jedna jeřábová kočka. V zásadě blokování funguje tak, že kočka samočinně vypíná přívod elektrické energie do míst, těsně za úsekem, v němž se právě nachází. Ovšem v úsecích ležících dále od místa bez proudu (proti směru jízdy), je již dodávka elektrické energie obnovena. Blokování koček uskutečňujeme třemi cestami:

- Mechanicky
- Elektricky
- Smíšené - kde je impuls blokování vyvozen mechanicky, ale blokování samotné je uskutečněno elektricky, nebo naopak

Při realizaci blokovacího zařízení bychom měli dbát nadojení třech zásad:

1. Blokování musí být funkční i v případech kdy dojde k přerušení dodávky el. energie
2. Blokování musí být účinné i na tratích se sklonem
3. Zařízení by mělo být lehce ovladatelné i pro „nespecialistu“

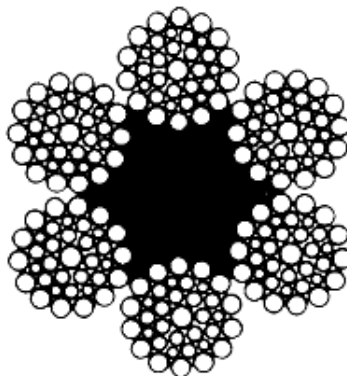
VÝPOČTOVÁ ČÁST

Ve výpočtové části je řešena jeřábová kočka s nosností 10000 kg rychlosti pojezdu $25 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ se zdvihem 16 m a dráhou pojezdu 34,7 m. Kočka je určena pro mostový jeřáb

1 MECHANISMUS HLAVNÍHO ZVIHU

1.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET LANA

Na jeřábu byl použit dvojitý lanový převod, kde jsou oba konce zdvihového lana navijeny na buben a tím dochází u daného konstrukčního uspořádání k namáhání na stejnosměrný ohyb. Na zdvih jeřábu jsem použil lano o průměru 18 mm **6x36 WS+Seal-Warrington** (obrázek 24).



Obrázek 24 (konstrukce lana 6x36 WS+Seal Warrington) [12]

Pro návrh zdvihového lana jeřábové kočky bylo potřeba znát váhu zdvihaného břemene a také váhu kladnice, která je zavěšená na laně. Z těchto hodnot jsem byl schopen stanovit velikost zatížení působící na lano. Při výpočtu zatěžující síly, bylo třeba ještě zohlednit, kolik bude lano mít větví a nosných průřezů v jedné větvi. Velikost vypočtené síly je třeba ještě upravit součinitelem bezpečnosti lana dle klasifikace mechanismu. Hodnota tohoto součinitele je stanovena na základě charakteru druhu provozu. Po obdržení výsledného namáhání lana, je právě na základě této veličiny možno navrhnout lano, přičemž jeho minimální napětí při přetržení musí být větší než námi vypočtená hodnota.

1.1.1 Stanovení lanového převodu i_k :

$$i_k = \frac{m}{z} \tag{1}$$

$$i_k = \frac{4}{2}$$

$$i_k = 2$$

m – počet nosných průřezů lana

z – počet větví lanového převodu (počet navíjených konců lan na buben)

1.1.2 Stanovení počtu nosných průřezů lana jedné větve n:

$$n = \frac{m}{2} \quad (2)$$

$$n = \frac{4}{2}$$

1.1.3 Stanovení celkové účinnosti lanového převodu η :

Stanovení účinnosti lanového převodu jsem prováděl dle **ČSN 21 0100** tab. II. Kde $i_k=2$ a jedná se o uložení kladek na valivých ložiscích.

$$\eta=0,99$$

Tabulka 1 (účinnost lanových převodů) [5]

Počet nosných průřezů lana jedné větve n		2	3	4	5	6	8	10	12
η	Kladky na kluzných ložiscích $\eta_1=0,96$	0,98	0,96	0,94	0,92	0,91	0,87	0,84	0,81
	Kladky na valivých ložiscích $\eta_1=0,98$	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90

1.1.4 Stanovní celkového zatížení lana Q_{CL} :

$$Q_{CL} = m_b + m_k \quad (3)$$

$$Q_{CL} = 10000 + 183,4$$

$$Q_{CL} = 10183,4 \text{ kg}$$

m_b – hmotnost břemene

m_k – hmotnost kladnice

1.1.5 Stanovení zatěžující síly na jeden průřez lana F_L :

$$F_L = \frac{Q_{CL} \cdot g}{z \cdot n \cdot \eta} \quad (4)$$

$$F_L = \frac{10183,8 \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 0,99}$$

$$F_L = 25228,1 \text{ N}$$

g – gravitační zrychlení

1.1.6 Výpočet lana dle ČSN ISO 4308-1

Bylo použito ocelového lana **6x36 WS+Seal-Warington Ø18 mm, 1770 MPa**.

1.1.7 Stanovení minimální únosnosti lana F_{min} :

$$F_{min} = Z_p \cdot F_L \quad (5)$$

$$F_{min} = 7 \cdot 25228,1$$

$$F_{min} = 176596,4 \text{ N}$$

Z_p – minimální součinitel bezpečnosti lana dle [1]

1.1.8 Dle normy ČSN ISO 4308-1 musí lano splňovat podmínku:

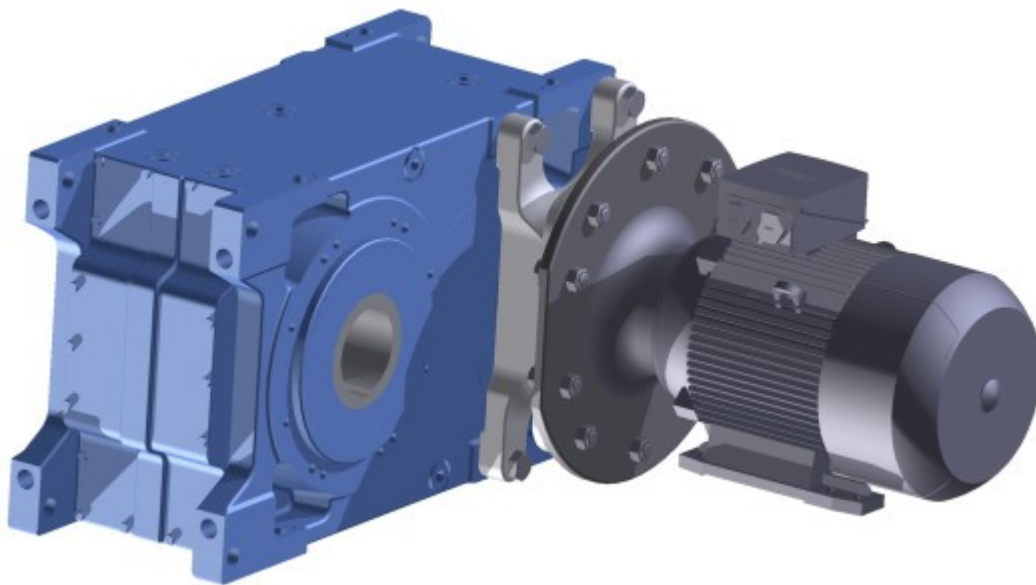
$$F_{min} \leq F_{dl} \quad (6)$$

$$176596,4 \text{ N} \leq 189,250 \text{ N} \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

F_{dl} – minimální síla při přetržení lana, dle [12]

1.2 VÝPOČET HNACÍHO ÚSTROJÍ HLAVNÍHO ZDVIHU

Hnací ústrojí hlavního zdvihu jsem řešil plochou převodovkou **NORD SK 9382 AG** a elektromotorem **SIEMENS 1LE 1002-1DB2** jenž jsou spojeny tzv. IEC přírubou (obrázek 25). Motor disponuje brzdou, inkrementálním čidlem a dále výkonem 11 kW, otáčkami $1465 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$, krouticím momentem $71,7 \text{ N} \cdot \text{m}$. Převodovka má převodový poměr 204,68 a průměr výstupní duté hřídele je 120 H7.



Obrázek 25 (hnací ústrojí SIEMENS 1LE 1002-1DB2 a NORD SK 9382 AG)

Při návrhu motoru postupujeme tak, že si motor navrhujeme na základě svého úsudku a v závislosti na zvoleném motoru resp. převodového poměru navrhujeme převodovku. Navržený motor by měl následně splňovat příslušné podmínky. Převodovku jsem navrhl tak, že jsem otáčky motoru vydělil otáčkami bubnu a výslednou veličinou je převodový poměr. Následoval výpočet účinnosti kladnice, bubnu a převodovky. Na základě rychlosti zdvihu a velikosti celkového zatížení jeřábové kočky daného součtem hmotnosti břemene a kladnice, spočítáme potřebný výkon motoru pro zdvih. Ten pak musí být menší než maximální výkon udávaný výrobcem motoru. Následně jsem vypočítal statické moment břemene, zrychlující moment rotujících hmot a zrychlující moment posouvajících se hmot. Všechny momenty redukuje na hřídel motoru, přičemž uvedené momenty sečteme a výslednou veličinou je rozběhový moment. Ten je potřebný pro kontrolu momentové přetížitelnosti motoru a to znamená, že nominální krouticí

moment musí být větší než rozběhový moment upravený o součinitel středního spouštěcího momentu motoru. Dále ještě motor kontrolujeme na momentovou přetížitelnost při spouštění.

1.2.1 Stanovení celkové účinnosti zařízení při zvedání η_c :

$$\eta_c = \eta_{kl} \cdot \eta_b \cdot \eta_p \quad (7)$$

$$\eta_c = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,85$$

$$\eta_c = 0,82$$

η_{kl} – účinnost kladnice, dle []

η_{kl} – účinnost lanového bubnu, dle firmy Strojírny Třinec a.s.

η_{kl} – účinnost převodové skříně dle []

1.2.2 Stanovení potřebného výkonu elektromotoru při zvedání P_z :

$$P_z = \frac{Q_{CL} \cdot g \cdot v_z}{60 \cdot 1000 \cdot 0,82} \quad (8)$$

$$P_z = 9,78 \text{ kW}$$

v_z – rychlost zdvihu jeřábu ($v_z=5\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$)

1.2.3 Jeřábový motor pro zdvih musí splňovat podmínku:

$$P_z \leq P_{mz} \quad (9)$$

$$9,78 \text{ kW} \leq 11 \text{ kW}$$

P_{mz} – Jmenovitý výkon motoru, dle [8]

Jelikož potřebný výkon motoru při zvedání je menší než jeho jmenovitý výkon, můžu prohlásit že motor po stránce výkonové vyhovuje. Ovšem dále se musí motor zkontrolovat na momentovou přetížitelnost.

1.2.4 Stanovení doby rozběhu motoru t_{az} :

$$t_{az} = \frac{v_z}{60 \cdot a} \quad (10)$$

$$t_{az} = \frac{5}{60 \cdot 0,2}$$

$$t_{az} = 0,42 \text{ s} \rightarrow 0,5 \text{ s}$$

1.2.5 Stanovení statického momentu břemene M_{QL} redukováného na hřídel motoru:

$$M_{Qz} = \frac{Q_{CL} \cdot D_B \cdot g}{2 \cdot i_k \cdot i_p \cdot \eta_c} \quad (11)$$

$$M_{Qz} = \frac{10183,8 \cdot 0,45 \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 204,7 \cdot 0,82}$$

$$M_{Qz} = 66,96 \text{ N} \cdot \text{m}$$

i_p – celkový převodový poměr převodovky, dle [9]

D_B – průměr lanového bubnu, viz kapitola 1.4.1.

1.2.6 Stanovení zrychlujícího momentu posouvajících se hmot M_{ZPz} redukováného na hřídel motoru:

$$M_{MPz} = M_{Qz} \cdot \frac{v_z}{60 \cdot g \cdot t_{az}} \quad (12)$$

$$M_{MPz} = 66,96 \cdot \frac{5}{60 \cdot 9,81 \cdot 0,5}$$

$$M_{MPz} = 1,14 \text{ N} \cdot \text{m}$$

1.2.7 Stanovení zrychlujícího momentu všech rotujících hmot M_{ZRz} redukováného na hřídel motoru:

$$M_{ZRz} = \beta \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_{az}} \cdot J \quad (13)$$

$$M_{ZRz} = 1,5 \cdot \frac{\pi \cdot 1465}{30 \cdot 0,5} \cdot 0,044$$

$$M_{ZRz} = 20,25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

β – součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností včetně brzdového kotouče (1,2-1,5) Jeho hodnotu jsem volil největší z bezpečnostních důvodů.

n_m – otáčky motoru, dle [8]

J – moment setrvačnosti motoru, dle [8]

1.2.8 Stanovení celkového rozběhového momentu M_{Rz} redukovaného na hřídel motoru:

$$M_{Rz} = M_{Qz} + M_{ZPz} + M_{ZRz} \quad (14)$$

$$M_{Rz} = 66,96 + 1,14 + 20,25$$

$$M_{Rz} = 88,35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

1.2.9 Jeřábový motor musí splňovat podmínku momentové přetížitelnosti:

$$M_{NMz} \geq \frac{M_{Rz}}{\chi} \quad (15)$$

$$71,7 \geq \frac{88,35}{1,8}$$

$$71,7 \text{ kW} \geq 49,08 \text{ kW} \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

M_{NMz} – nominální krouticí moment motoru, dle [8]

χ – součinitel středního spouštěcího momentu při zatěžovateli $\varepsilon=40\%$, dle [1]

Motor splňuje požadovanou podmínku o momentové přetížitelnosti. Dále je nutno zkontrolovat motor na momentovou přetížitelnost při spouštění.

1.2.10 Stanovení spouštěcího momentu M_{Sz} motoru zdvihu:

$$M_{Sz} = \frac{\xi + 1,1}{2} \cdot M_{NMz} \quad (16)$$

$$M_{Sz} = \frac{3,4 + 1,1}{2} \cdot 71,7$$

$$M_{Sz} = 161,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

ξ – poměr maximálního krouticího momentu k nominálnímu, dle [8]

1.2.11 Jeřábový motor musí splňovat podmínku momentové přetížitelnosti při spouštění:

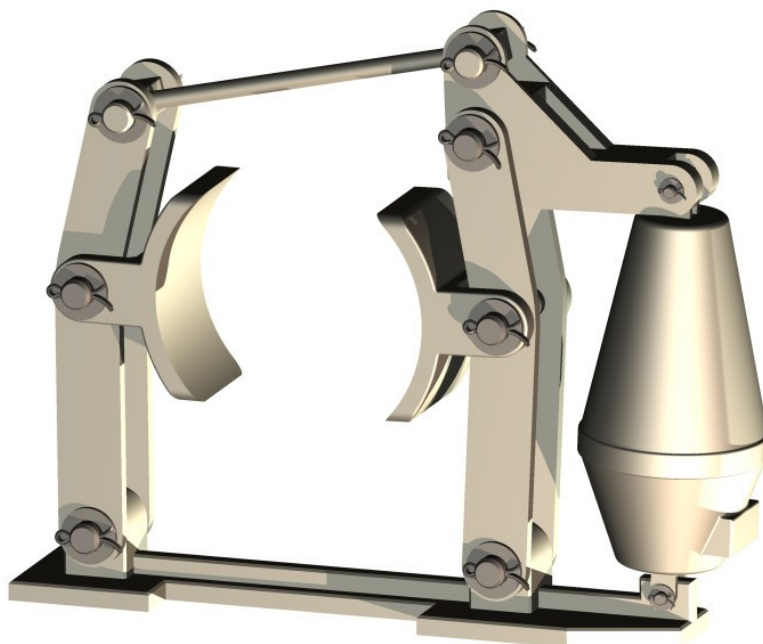
$$M_{Sz} > M_{Rz} \quad (17)$$

$$161,3 \text{ N} \cdot \text{m} > 88,35 \text{ N} \cdot \text{m} \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

Navržený motor zdvihu jeřábové kočky splňuje všechny podmínky z hlediska momentové přetížitelnosti, momentové přetížitelnosti při spouštění a výkonu. Navržený motor tedy celkově vyhovuje.

1.3 VÝPOČET BRZDY HLAVNÍHO ZDVIHU

Navrhnul jsem zdvihovou brzdu, jejíž konstrukční návrh se opírá o již existující brzdu firmy KPC a.s. a to konkrétně typ **KPC D220 – 120** (obrázek 26) s průměrem kotouče 220 mm a brzdým momentem 200 N·m.



Obrázek 18 (model navržené čelistové brzdy)

Návrh brzdy je opět založen na úsudku konstruktéra, přičemž se brzda následně kontroluje výpočtem. Nejprve jsem vypočítal statický moment břemene, pak zrychlující moment posouvajících se hmot a zrychlující moment rotujících hmot, přičemž součtem těchto momentů získáme celkový brzděný moment a ten musí být menší, než maximální brzděný moment, který je brzda schopna vyvinout. Podílem statického momentu břemene s brzděným momentem brzdy jsem dostal koeficient bezpečnosti brzdy, který musí být menší než stanovená minimální bezpečnost.

1.3.1 Stanovení statického momentu břemene:

$$M_{BQz} = \frac{Q_{CL} \cdot D_B \cdot g \cdot \eta_c}{2 \cdot i_k \cdot i_p} \quad (18)$$

$$M_{BQz} = \frac{10183,8 \cdot 0,45 \cdot 9,81 \cdot 0,82}{2 \cdot 2 \cdot 204,7}$$

$$M_{BQz} = 45,02 \text{ N} \cdot \text{m}$$

1.3.2 Stanovení zrychlujícího momentu posouvajících se hmot M_{BZPz} :

$$M_{BZPz} = M_{BQz} \cdot \frac{v_z}{60 \cdot g \cdot t_{bz}} \quad (19)$$

$$M_{BZPz} = 45,02 \cdot \frac{5}{60 \cdot 9,81 \cdot 1}$$

$$M_{BZPz} = 0,38 \text{ N} \cdot \text{m}$$

t_{bz} – obvyklá doba brzdění

D_B – průměr lanového bubnu, viz 3.4.1.

v_z – rychlost zdvihu jeřábu ($v_z=5\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$)

1.3.3 Stanovení zrychlujícího momentu všech hmot rotujících M_{BZRz} :

Při výpočtu jsme postupovali stejně jako v případě motoru a tedy :

$$M_{ZRz} = \beta \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_{az}} \cdot J \quad (20)$$

$$M_{ZRz} = 1,5 \cdot \frac{\pi \cdot 1465}{30 \cdot 0,5} \cdot 0,044$$

$$M_{ZRz} = 20,25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

β – součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností včetně brzdového kotouče (1,2-1,5). Jeho hodnotu jsem volil největší z bezpečnostních důvodů.

n_m – otáčky motoru, dle [8]

J – moment setrvačnosti motoru, dle [8]

1.3.4 Stanovení celkového brzděného momentu M_{Bz} :

Opět je výpočet v podstatě totožný s motorem.

$$M_{Bz} = M_{BQz} + M_{BZPz} + M_{BZRz} \quad (21)$$

$$M_{Bz} = 45,02 + 0,38 + 20,25$$

$$M_{Bz} = 65,65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

1.3.5 Podmínka momentové únosnosti, kterou musí splňovat brzda zdvihu:

$$M_{Sz} > M_{Rz} \quad (22)$$

$$200 \text{ N} \cdot \text{m} > 65,65 \text{ N} \cdot \text{m} \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

Navržená brzda splňuje danou podmínku, lze tedy konstatovat, že z hlediska brzděného momentu vyhovuje.

1.3.6 Stanovení součinitele bezpečnosti současné brzdy k_{Bz} :

$$k_{Bz} = \frac{M_{Uz}}{M_{BQz}} \quad (23)$$

$$k_{Bz} = \frac{400}{45,02}$$

$$k_{Bz} = 8,88$$

1.3.7 Pro brzdu zdvihu musí platit podmínka:

$$k_{Bz} \geq k_z \quad (24)$$

$$8,88 \geq 1,9$$

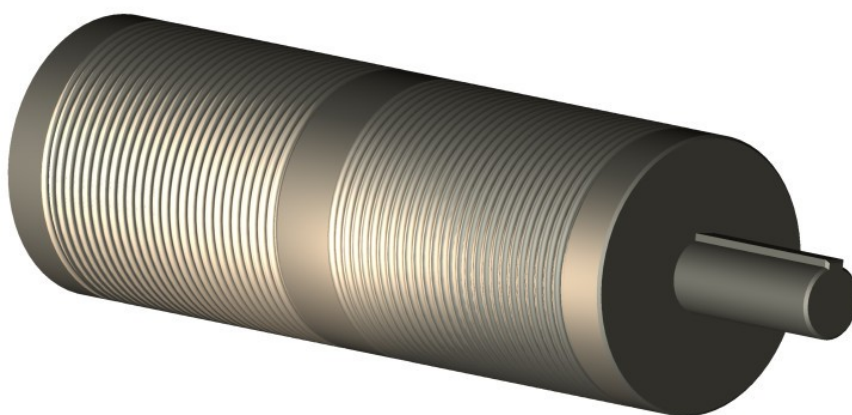
k_z – Součinitel bezpečnosti brzd, dle firmy Strojírny Třinec a.s.

Stávající brzda vyhovuje ve všech výše uvedených podmínkách, proto lze říci, že vyhovuje celkově.

1.4 VÝPOČET LANOVÉHO BUBNU A JEHO KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ

Při návrhovém výpočtu lanového bubnu (obrázek 27) jsem vycházel z normy **ČSN 27 1820**. Mnou navržený bubne je svařované ocelové konstrukce.

Při návrhu lanového bubnu je podstatné znát průměr navrženého zdvihového lana. Nejprve vypočteme délku lana, na základě zdvihu jeřábu, zde je také na místě zohlednit kolik větví lano má. V okamžiku, kdy známe délku navinutého lana, stanovíme počet závitů lana na bubnu a tloušťku stěny lanového bubnu. Stanovení délky závitové části lana se provádí na základě počtu závitů a rozteče jednotlivých závitů lana na bubnu. Rozteče jsou dány normou. Po vypočtení délky závitové části bubnu jsou již všechny zbývající rozměry bubnu voleny dle uvážení konstruktéra. Jakmile konstrukčně navrhne bubne, je nutné samotnou konstrukci pevnostně zkontrolovat.



Obrázek 19 (model navrženého lanového bubnu)

1.4.1 Stanovení průměru lanového bubnu D_B :

$$D_B = (\alpha + 2 + 2) \cdot d \quad (25)$$

$$D_B = (20 + 2 + 2) \cdot 18$$

$$D_B = 432 \text{ mm} \rightarrow 450 \text{ mm}$$

α – součinitel skupiny jeřábu, dle [6] tab. II.

Průměr bubnu D_B jsem upravil v souladu s normou **ČSN 27 1820** tab II. Dále je třeba navýšit součinitel dle normy **ČSN 27 1820** o 2, protože lano přebíhá přes více kladek než dvě a znova navýšit o 2 protože pevnost v tahu lana je větší než 180 kg/mm^2 .

Tabulka 2 (součinitel skupiny jeřábu) [6]

Součinitel α				
Platí při navijení lana na:	Pro skupinu jeřábu podle ČSN 27 0310			
	I	II	III	IV
Vodicí kladku	20	22	24	26
Lanový buben	18	20	22	24
Vyrovňovací kladku	14	15	16	16

1.4.2 Stanovení délky navinutého lana L:

$$L = i_k \cdot H \tag{26}$$

$$L = 2 \cdot 16000$$

$$L = 32000 \text{ mm}$$

H – výška zdvihu

i_k – převod kladkostroje, dle firmy Strojírny Třinec a.s.

1.4.3 Stanovení počtu závitů lana na bubnu z:

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D_B} + (2 \text{ až } 3) \tag{27}$$

$$z = \frac{32}{\pi \cdot 0,45} + 3$$

$$z = 25,6 \rightarrow 26$$

Ve výpočtu jsem zvolenou hodnotu stanovil čistě na základě mého úsudku.

1.4.4 Stanovení tloušťky stěny bubnu s :

$$s = (0,8 \text{ až } 1,2) \cdot d \quad (28)$$

$$s = 1,2 \cdot 18$$

$$s = 21,5 \text{ mm}$$

Ve výpočtu jsem zvolil nejvyšší hodnotu z bezpečnostních důvodů.

1.4.5 Stanovení délky závitové části bubnu l :

$$l = z \cdot t \quad (29)$$

$$l = 26 \cdot 20$$

$$l = 520 \text{ mm}$$

t – stoupání závitu, dle [5] tab. V

1.4.6 Stanovení otáček bubnu n_B :

$$n_B = \frac{i_k \cdot v_z \cdot 60}{\pi \cdot D_B} \quad (30)$$

$$n_B = \frac{2 \cdot 0,083 \cdot 60}{\pi \cdot 0,45}$$

$$n_B = 7 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

v_z – rychlost zdvihu v $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

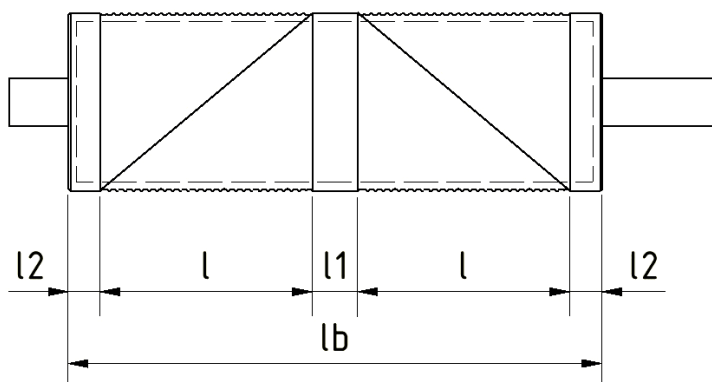
Otáčky bubnu je nutno znát pro stanovení převodového poměru a následný výběr převodovky.

1.4.7 Stanovení celkové délky lanového bubnu:

$$l_B = 2 \cdot l + 2 \cdot l_2 + l_1 \quad (31)$$

$$l_B = 2 \cdot 520 + 2 \cdot 80 + 150$$

$$l_B = 1350 \text{ mm}$$



Obrázek 20 (náčrt lanového bubnu)

Z obrázku 28 je patrné co znamenají délkové rozměry, jejich hodnoty jsou :

$l_1 = 150 \text{ mm}$; $l_2 = 80 \text{ mm}$ a jejich hodnoty jsem volil dle svého úsudku.

1.5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET LANOVÉHO BUBNU

Stanovíme maximální ohybový moment a na základě tohoto pak maximální napětí v ohybu, jehož hodnota musí být menší než maximální dovolená. Následně stanovíme maximální krouticí moment a z něj pak maximální namáhání v krutu bubnu a opět porovnáme s dovolenou hodnotou. Na závěr ještě vypočítáme namáhání bubnu vnějším přetlakem. Po získání této hodnoty jsme schopni stanovit velikost redukováného napětí v bubnu. Pakliže je redukováné napětí menší než dovolené, tak navržený buben celkově vyhovuje. Pro pevnostní výpočty bylo nutné uvědomit si, že průměr lanového bubnu je zmenšený o drážku pro lano. Nakonec je třeba stanovit otáčky bubnu tak, aby byla dodržena požadovaná rychlost zdvihu. Vypočtené otáčky jsou nutné pro výpočet převodového poměru. Na obrázku 29 vidíme výpočtová nákresy zatížení bubnu.

1.5.1 Stanovení průměru bubnu pod lanem D_1 :

$$D_1 = D_B - d \quad (32)$$

$$D_1 = 150 - 18$$

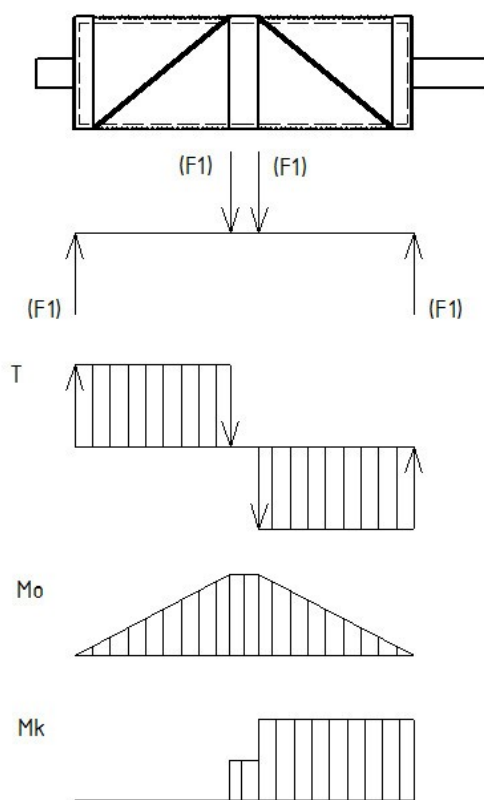
$$D_1 = 432 \text{ mm}$$

1.5.2 Stanovení modulu průřezu v ohybu

$$W_O = 0,8 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s \quad (33)$$

$$W_O = 0,8 \cdot (432 - 21,5)^2 \cdot 21,5$$

$$W_O = 2898376,3 \text{ mm}^3$$



Obrázek 21 (síly a momenty působící na buben)

1.5.3 Stanovení maximálního ohybového momentu M_O :

$$M_O = F_L \cdot (l + l_2) \quad (34)$$

$$M_O = 25228,05 \cdot (520 + 80)$$

$$M_O = 15136830 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

F_L – zatížení jednoho průřezu lana (4)

1.5.4 Stanovení maximálního napětí v ohybu σ_o :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (35)$$

$$\sigma_o = \frac{15136830}{2898376,3}$$

$$\sigma_o = 5,22 \text{ MPa}$$

1.5.5 Lanový buben musí splňovat podmínku:

$$\sigma_o \leq \sigma_{oD} \quad (36)$$

$$5,22 \text{ MPa} \leq 15 \text{ MPa} \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

σ_{oD} – dovolené napětí v ohybu lanového bubnu, dle [1]

Navržený lanový buben vyhovuje z hlediska ohybu.

1.5.6 Stanovení modulu průřezu v krutu W_k :

$$W_k = 1,6 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s \quad (37)$$

$$W_k = 1,6 \cdot (432 - 21,5)^2 \cdot 21,5$$

$$W_k = 5796752,6 \text{ mm}^3$$

1.5.7 Stanovení maximálního krouticího momentu M_k :

$$M_k = F_L \cdot D_B \quad (38)$$

$$M_k = 25228,05 \cdot 432$$

$$M_k = 10898517,6 \text{ mm}^3$$

1.5.8 Stanovení maximálního napětí v krutu τ_k :

$$\tau_k = \frac{W_k}{M_k} \quad (39)$$

$$\tau_k = \frac{10898517,6}{5795757,6}$$

$$\tau_k = 1,88 \text{ MPa}$$

1.5.9 Lanový buben musí splňovat podmínku:

$$\tau_k \leq \tau_{kD} \quad (40)$$

$$1,88 \text{ MPa} \leq 5 \text{ MPa} \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

τ_k - dovolené napětí bubnu v krutu, dle [1]

Lanový buben z hlediska krutu vyhovuje.

1.5.10 Stanovení namáhání lanového bubnu vnějším přetlakem σ_{tl} :

$$\sigma_{tl} = \frac{F_L}{s \cdot t} \quad (41)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{25228,05}{21,5 \cdot 20}$$

$$\sigma_{tl} = 58,7 \text{ MPa}$$

t – tloušťka stěny bubnu, viz 3.4.4.

1.5.11 Stanovení redukovaného napětí v bubnu σ_{red} :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_0^2 + \sigma_{tl}^2 + \sigma_0 \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (42)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{5,22^2 + 58,7^2 + 5,22 \cdot 58,7 + 3 \cdot 1,88^2}$$

$$\sigma_{red} = 61,6 \text{ MPa}$$

1.5.12 Lanový buben musí splňovat podmínku:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D \quad (43)$$

$$61,6 \text{ MPa} \leq 110 \text{ MPa} \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

σ_D – dovolené redukované napětí, dle [1]

Lanový buben splňuje všechny výše uvedené podmínky a to znamená, že celkově vyhovuje.

1.6 NÁVRHOVÝ VÝPOČET KLDNICE

Návrh kladnice (obrázek 30) závisí na průměru navrženého lana a součinitelem skupiny jeřábu, jehož hodnotu stanovuje norma.

1.6.1 Stanovení průměru vodící kladky D_k kladnice:

$$D_k = \alpha \cdot d \quad (44)$$

$$D_k = 22 \cdot 18$$

$$D_k = 396 \text{ mm} \rightarrow 400 \text{ mm}$$

α – součinitel skupiny jeřábu, dle [5] tab. II. viz tabulka 2

Průměr vodící kladky D_k jsem upravil v souladu s normou **ČSN 27 1820** tab II.



Obrázek 22 (model navržené kladnice)

1.6.2 Stanovení průměru vyrovnávací kladky D_v :

$$D_v = \alpha \cdot d \quad (45)$$

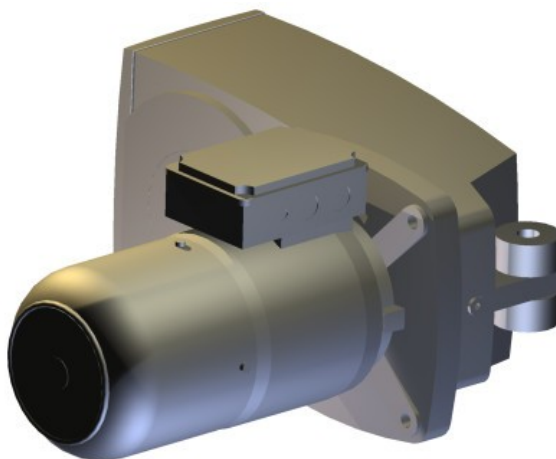
$$D_v = 15 \cdot 18$$

$$D_V = 270 \text{ mm} \rightarrow 280 \text{ mm}$$

Průměr vyrovnávací kladky D_V jsem upravil v souladu s normou **ČSN 27 1820** tab II.

2 MECHANISMUS POJEZDU KOČKY

2.1 VÝPOČET MOTORU POJEZDU KOČKY



Obrázek 31 (elektropřevodovka NORD 90L/4 BRE 20-SK 4282)

Pro pohon pojezdu kočky jsem navrhnul dvě ploché elektropřevodovky firmy NORD s.r.o.. Hnací ústrojí se skládá z elektromotoru **NORD 90L/4 BRE 20** (obrázek 31), který disponuje brzdou a výkonem 2,2 kW, otáčkami $1465 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. krouticím. Převodovka **SK 4282** je plochá (průmyslová) s převodovým poměrem 36,4 s dutou výstupní hřídelí.

Podobně jako u motoru zdvihu tak i v případě pojezdu volím motor dle vlastní úvahy a na základě jeho otáček resp. převodového poměru pak volím převodovku. Pro ověření správnosti návrhu motoru pojezdu kočky je třeba stanovit odpor pojezdových kol jeřábové kočky a rychlost pojezdu kočky. Veličiny, které do značné míry ovlivňují velikost odporu kol, jsou poloměr pojezdového kola a váha kočky a její celkové zatížení.

Ve výpočtu dále zohledňujeme čepová tření, velikost čepu pojezdového kola kočky a přídatné odpory. Na základě stanovené velikosti odporu pojezdových kol vypočítám výkon motoru potřebný pro pojezd kočky požadovanou rychlostí. Požadovaný výkon motoru musí být menší, než jmenovitý výkon motoru daný výrobcem. Dále musíme zkontrolovat momentovou přetížitelnost. Nejprve jsem stanovil moment pasivních odporů a následovalo zjištění velikosti zrychlující síly posouvajících se hmot. Tato síla přímo ovlivňuje moment zrychlujících sil hmotnosti posouvajících se hmot. Následovný postup

výpočtu je vlastně shodný jako v případě návrhu motoru zdvihu. Proto ho nebudu dále popisovat.

2.1.1 Stanovení odporu pojížděcích kol kočky T_K :

$$T_K = \frac{(Q_{CL} + m_K) \cdot g}{R_K} \cdot (e + f_{\check{c}} \cdot r_K) \cdot \kappa \quad (46)$$

$$T_K = \frac{(10183,8 + 4500) \cdot 9,81}{0,1} \cdot (0,0008 + 0,03 \cdot 0,03) \cdot 2,3$$

$$T_K = 5632,3 \text{ N}$$

m_K – hmotnost jeřábové kočky, hodnota hmotnosti byla odhadnuta

R_K – poloměr pojezdového kola kočky

e – součinitel čepového tření (0,6 až 0,8) mm

$f_{\check{c}}$ – součinitel čepového tření pojezdových kol pro valivá ložiska (0,015 až 0,030)

r_K – poloměr čepu pojezdu kola kočky

κ – součinitel přídatných odporů pro ústřední pohon kočky na valivých ložiskách (2,0 až 2,3)

2.1.2 Stanovení potřebného výkonu elektromotoru pojezdu kočky P_K :

$$P_{pK} = \frac{T_K \cdot v_k}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_{pK}} \quad (47)$$

$$P_{pK} = \frac{5632,3 \cdot 25}{60 \cdot 1000 \cdot 0,9}$$

$$P_{pK} = 2,61 \text{ kW}$$

v_k – rychlost pojezdu kočky

η_{pK} – účinnost převodové skříně, dle [9]

2.1.3 Motor pojezdu kočky musí splňovat podmínku:

$$P_{pK} \leq P_{pmK} \quad (48)$$

$$2,61 \text{ kW} \leq 2,2 \cdot 2 \text{ kW} \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

P_{pmK} – jmenovitý výkon motoru pojezdu kočky

Jelikož potřebný výkon motoru pojezdu jěřábové kočky při plném zatížení je menší než jeho jmenovitý výkon, je zřejmé, že motor po stránce výkonové vyhovuje. Ovšem dále se musí motor zkontrolovat na momentovou přetížitelnost.

2.1.4 Stanovení momentů pasivních odporů M_{TK} :

$$M_{TK} = T_K \cdot \frac{R_K}{i_{pk} \cdot \eta_{pK}} \quad (49)$$

$$M_{TK} = 5632,3 \cdot \frac{0,1}{36,4 \cdot 0,852}$$

$$M_{TK} = 18,16 \text{ N} \cdot \text{m}$$

i_{pk} – převodový poměr převodovky pojezdu kočky, dle [9]

2.1.5 Stanovení zrychlující síly posouvajících se hmot F_{ZPK} :

$$F_{ZPK} = (Q_{CL} \cdot m_K) \cdot \frac{v_K}{60 \cdot t_{aK}} \quad (50)$$

$$F_{ZPK} = (10183,8 \cdot 4500) \cdot \frac{25}{60 \cdot 5}$$

$$F_{ZPK} = 1223,6 \text{ N}$$

t_{aK} – doba rozběhu motoru při pojíždění kočky, (5 až 10)s

2.1.6 Stanovení momentu zrychlujících sil hmotnosti posouvajících se hmot M_{ZPK} :

$$M_{ZPK} = F_{ZPK} \cdot \frac{R_K}{i_{pk} \cdot \eta_{pK}} \quad (51)$$

$$M_{ZPK} = 1223,6 \cdot \frac{0,1}{36,4 \cdot 0,852}$$

$$M_{ZPK} = 3,95 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.1.7 Stanovení momentu zrychlujících sil všech rotujících hmot M_{ZRK} :

$$M_{ZRK} = \beta \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_{az}} \cdot J_K \quad (52)$$

$$M_{ZRK} = 1,5 \cdot \frac{\pi \cdot 1445}{30 \cdot 5} \cdot 0,0075$$

$$M_{ZRK} = 0,34 \text{ N} \cdot \text{m}$$

β – součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností včetně brzdového kotouče (1,2-1,5) Jeho hodnotu jsem volil největší z bezpečnostních důvodů.

n_m – otáčky motoru pojezdu, dle [13]

J_K – moment setrvačnosti motoru pojezdu, dle [13]

2.1.8 Stanovení celkového momentu rozběhu M_{RK} redukováného na hřídel motoru:

$$M_{RK} = M_{TK} + M_{ZPK} + M_{ZRK} \quad (53)$$

$$M_{RK} = 18,16 + 3,95 + 0,34$$

$$M_{RK} = 22,45 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.1.9 Motor pojezdu kočky musí splňovat podmínku momentové přetížitelnosti:

$$M_{NMK} \geq \frac{M_{RK}}{\chi} \quad (54)$$

$$14,5 \geq \frac{22,45}{1,8}$$

$$14,5 \text{ N} \cdot \text{m} \geq 12,47 \text{ N} \cdot \text{m} \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

χ – součinitel středního spouštěcího momentu při zatěživateli $\varepsilon=40\%$, dle firmy Strojírny Třinec a.s.

M_{NMK} – nominální krouticí moment motoru pojezdu kočky, dle [13]

Motor splňuje požadovanou podmínku o momentové přetížitelnosti. Dále je nutno zkontrolovat motor na momentovou přetížitelnost při spouštění.

2.1.10 Stanovení spouštěcího momentu M_{SK} motoru pojezdu kočky:

$$M_{SK} = \frac{\xi + 1,1}{2} \cdot M_{NMK} \quad (55)$$

$$M_{SK} = \frac{4,3 + 1,1}{2} \cdot 14,5$$

$$M_{SZ} = 39,15 \text{ N} \cdot \text{m}$$

ξ – poměr maximálního krouticího momentu k nominálnímu, dle [13]

2.1.11 Motor pojezdu musí splňovat podmínku momentové přetížitelnosti při spouštění:

$$M_{SK} > M_{RK} \quad (56)$$

$$39,15 \text{ N} \cdot \text{m} > 22,45 \text{ N} \cdot \text{m} \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

Navržený motor pojezdu jeřábové kočky splňuje všechny podmínky z hlediska momentové přetížitelnosti, momentové přetížitelnosti při spouštění a výkonu. Navržený motor tedy celkově vyhovuje.

2.2 VÝPOČET BRZDY POJEZDU JEŘÁBOVÉ KOČKY

Brzda pojezdu jeřábové kočky je řešena integrovanou brzdou přímo na motoru pojezdu. Velikost brzdného momentu brzdy je $20 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Nejprve stanovíme brzdny moment pasivních odporů, stejně jako u motoru i zde zahrnujeme odpor kol, velikost pojezdového kola a tedy výsledný moment je v podstatě stejný. Celý návrhový výpočet je dále vlastně stejný jako v případě výpočtu momentové přetížitelnosti motoru pojezdu až na fakt, že doba rozběhu motoru je nahrazená nejkratší dobou brzdění. Ta se stanoví jako podíl rychlosti pojezdu kočky lomeno dráha pojezdu

kočky. Při stanovení celkového brzdného momentu se všechny momenty sečtou, ale moment pasivních odporů se odečte, protože působí ve prospěch brzdy. Na závěr musí být výsledný brzdný moment menší, než maximální brzdý moment, který je brzda schopna vyvinout.

2.2.1 Stanovení brzdného momentu pasivních odporů M_{BTK} :

$$M_{BTK} = T_K \cdot \frac{R_K}{i_{pK}} \cdot \eta_{pK} \quad (57)$$

$$M_{BTK} = 5632,3 \cdot \frac{0,1}{36,4} \cdot 0,852$$

$$M_{BTK} = 13,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

η_{pK} – účinnost převodovky pojezdu jeřábové kočky, dle [9]

i_{pK} – převodový poměr převodové skříně jeřábové kočky, dle [9]

R_K – poloměr kola jeřábové kočky

2.2.2 Stanovení přibližné doby brzdění t_{bK} :

$$t_{bK} \cong \frac{v_K}{s_K} \quad (58)$$

$$t_{bK} \cong \frac{25}{34,7}$$

$$t_{bK} \cong 0,72 \text{ s} \rightarrow 1 \text{ s}$$

v_K – rychlost pojezdu jeřábové kočky

s_{sK} – dráha pojezdu jeřábové kočky

2.2.3 Stanovení brzdné síly posouvajících se hmot F_{BZPK} :

$$F_{BZPK} = (Q_{CL} + m_K) \cdot \frac{v_K}{60 \cdot t_{bK}} \quad (59)$$

$$F_{BZPK} = (10183,8 + 4500) \cdot \frac{25}{60 \cdot 1}$$

$$F_{BZPK} = 6118,25 \text{ N}$$

Q_{CL} – celkové zatížení lana (jeřábové kočky) viz (3)

m_K - hmotnost jeřábové kočky, hodnota hmotnosti byla odhadnuta

2.2.4 Stanovení momentů brzdných sil hmotnosti posouvajících se hmot

M_{BZPK} :

$$M_{BZPK} = F_{BZPK} \cdot \frac{R_K}{i_{pK}} \cdot \eta_{pK} \quad (60)$$

$$M_{BZPK} = 6118,25 \cdot \frac{0,1}{36,4} \cdot 0,852$$

$$M_{BZPK} = 14,34 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.2.5 Stanovení brzdného momentu zrychlujících sil všech rotujících hmot

M_{BZRK} :

$$M_{BZRK} = \beta \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_{az}} \cdot J \quad (61)$$

$$M_{BZRK} = 1,5 \cdot \frac{\pi \cdot 1445}{30 \cdot 1} \cdot 0,0075$$

$$M_{BZRK} = 1,7 \text{ N}$$

β – součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností včetně brzdového kotouče (1,2-1,5) Jeho hodnotu jsem volil největší z bezpečnostních důvodů.

n_m – otáčky motoru pojezdu, dle [13]

J – moment setrvačnosti motoru pojezdu, dle [13]

2.2.6 Stanovení celkového brzdného momentu M_{BK} :

$$M_{BK} = M_{BZPK} + M_{BZRK} - M_{BTK} \quad (62)$$

$$M_{BK} = 2,82 \text{ N}$$

2.2.7 Brzda pojezdu jeřábové kočky musí splňovat podmínku:

$$M_{UK} > M_{BK} \quad (63)$$

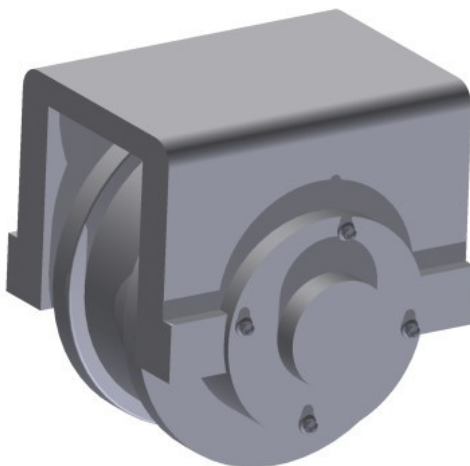
$$2 \cdot 20 \text{ N} > 2,82 \text{ N} \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

M_{UK} – je brzdný moment brzdy pojezdu kočky, dle [13]

Použitá brzda splňuje výše uvedenou podmínku, a tedy vyhovuje.

2.3 VÝPOČET POJEZDOVÝCH KOL JEŘÁBOVÉ KOČKY

Při návrhu pojezdových (obrázek 32) kol je potřeba stanovit tlaky jednotlivých kol na kolejnici a ten stanovíme z celkového zatížení jeřábové kočky s připočtením váhy samotné jeřábové kočky. Dále stanovíme otáčky pojezdových kol kočky a následně vypočteme součinitel trvanlivosti pojezdového kola na základě součinitele trvanlivosti pro různý druh provozu. Na závěr stanovíme maximální tlak na kolejnici. Pojezdové kolo nesmí působit větším tlakem na kolejnici, než je maximální vypočtená hodnota dovoleného tlaku.



Obrázek 32 (model navrženého kolečka pojezdu)

2.3.1 Stanovení otáček pojezdového kola jeřábové kočky n_{pK} :

$$n_{pK} = \frac{v_K}{\pi \cdot D_K} \quad (64)$$

$$n_{pK} = \frac{25}{\pi \cdot 0,2}$$

$$n_{pK} = 39,79 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

v_K – rychlost pojezdu jeřábové kočky

D_K – průměr pojezdového kola jeřábové kočky

2.3.2 Stanovení součinitele trvanlivosti pojížděcích kol f_{hK} :

$$f_{hK} = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} \quad (65)$$

$$f_{hK} = \sqrt[3]{\frac{3000}{500}}$$

$$f_{hK} = 1,82$$

Y – součinitel trvanlivosti po těžký provoz, dle Strojírny Třinec a.s.

2.3.3 Stanovení součinitele otáček pojížděcích kol f_{nK} :

$$f_{hK} = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_{pK}}} \quad (66)$$

$$f_{hK} = \sqrt[3]{\frac{33,3}{40}}$$

$$f_{hK} = 0,94$$

n_{pK} - otáčky motoru pojezdu kočky, dle [13]

2.3.4 Stanovení maximálního tlaku na jedno pojížděcí kolo jeřábové kočky

$K_{\max K}$:

$$K_{\max K} = \frac{k}{f_{hK}} \cdot b_K \cdot D_K \cdot f_{nK} \quad (66)$$

$$K_{\max K} = \frac{10}{1,82} \cdot 60 \cdot 200 \cdot 0,94$$

$$K_{\max K} = 61978,02 \text{ N}$$

k – součinitel vlivu materiálu a druh provozu, (10 MPa) dle Strojírny Třinec a.s.

b_K – účinná šířka kolejnice, dle Strojírny Třinec a.s.

D_K – průměr pojezdového kola kočky (v mm)

2.3.5 Pojezdové kola jeřábové kočky musí splňovat podmínku

$$K_{\max K} \geq K_K \tag{68}$$

$$61978,02 \geq \frac{14268,7}{6}$$

$$61978,02 \text{ N} \geq 2378,11 \text{ N} \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Navržená pojezdová kola jeřábové kočky splňují výše uvedenou podmínku a to znamená, že celkově vyhovuje.

PEVNOSTNÍ ANALÝZA

1 ANALÝZA ZDVIHOVÉ BRZDY

Cílem analýzy bylo pevnostně zkontrolovat čelistovou brzdu zdvihu, která je součástí jeřábové kočky. Patří mezi nejpoužívanější typ brzdy, která je užívána k jištění zdvihu. Mnou navržená brzda má dvě brzdové čelisti uložené kloubově a konstrukčně vychází z typizované dvou-čelistové stavěcí brzda. Přítlačnou sílu vyvíjí elektrohydraulické zařízení firmy KPC a.s.

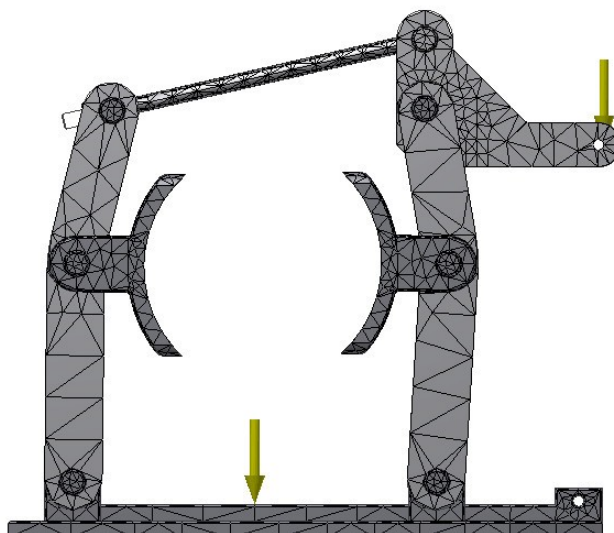
1.1 MODEL

Brzda je tvořena z několika ocelových součástí, které jsou spojeny pomocí čepů, aby byla docílena správná funkce mechanismu. Model brzdy jsem pro provedení pevnostní analýzy upravil a to tak, že jsem odstranil závlačky a podložky. Učinil jsem tak proto, abych zjednodušil výpočet pevnostní analýzy a také kvůli faktu, že tyto komponenty výrazně neovlivní výsledky.

1.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Ještě před samotným rozbořem okrajových podmínek bych rád zmínil, že pevnostní analýzu jsem provedl prostřednictvím programu AUTODESK Inventor.

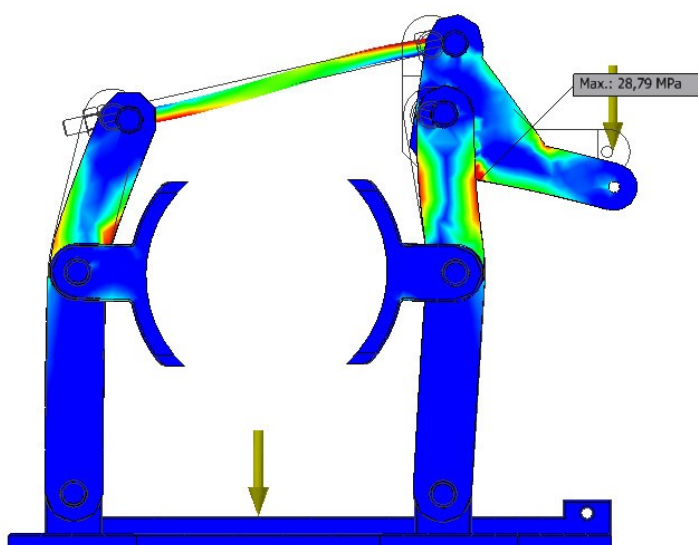
Spodní část (podložka brzdy) je charakterizována jako pevná vazba, protože brzda bude pevně uchycená k rámu jeřábové kočky. Dále jsem pevně „zavazbil“ čelisti abych co nejdříve simuloval zatížení namáhaných součástí brzdy. Všechny čepy jsou normalizovány, takže použitý materiál odpovídá normám a mou navržená konstrukce brzdových součástí jsou z oceli. Na táhlo brzdy působí síla vyvozená elektrohydraulickým prvkem, a na podložku brzdy jsem také umístil, která reprezentuje gravitaci. U komponent, které nejsou na sebe nijak vázané, jsem použil dotyk Oddělení bez posouvání, neboť v dané pozici je udržují čepy, proto nedojde k posunutí. Součásti, jež jsou uloženy kloubově čepem, aby bylo docíleno otočného pohybu kolem osy čepu, musí mít doteky nastaveny na hodnotu Posouvání bez oddělení. Na obrázku 33 je ukázka sítě modelu.



Obrázek 33 (sít' u modelu pro pevnostní analýzu)

1.3 VÝSLEDKY

Nejprve chci uvést, že v této kapitole uvádím i srovnání s nevyhovující brzdou, jejíž konstrukční návrh byl prvotní a na základě právě této analýzy jsem konstrukci brzdy upravil na stávající, použitou na jeřábu. Výsledky pevnostní analýzy vykazovaly nedostatečně dimenzovanou komponentu, u níž vykazovala deformace (posunutí) hodnot okolo 0,5 mm a maximální napětí podle Von Mises dosahovalo 190 MPa. Po konstrukčních úpravách, ale při zachování stejných okrajových podmínek, se již deformace pohybovala na hodnotě zhruba 0,05 mm. Napětí podle Von Mises dosahovalo hodnoty okolo 30 MPa (obrázek 34) a lze tedy konstatovat, že na základě výpočtů v pevnostní analýze konstrukce vyhověla.



Obrázek 34 (napětí Von Mises v modelu brzdy)

Pro lepší ilustraci výsledků jsem upravil měřítko na maximální hodnotu 10 MPa, aby byly z obrázku dobře patrné nejvíce namáhaná místa.

2 ANALÝZA RÁMU KOČKY

Analýzou jsem ověřil pevnost a bezpečnost konstrukce rámu jeřábové kočky. Šlo mi o kontrolu a ověření jeho nosnosti, proto nejsou v modelu zahrnuty kolečka pojezdu. Rám je zhotoven ze čtvercových profilů s obdélníkovým průřezem. Jde o obvyklou konstrukci rámu jeřábových koček, u nichž se téměř vždy setkáme s konstrukcí zhotovenou ze svařovaných profilů. Rám jsem se snažil navrhnout tak, aby co nejlépe přenášel zatížení v souladu s jednoduchou konstrukcí.

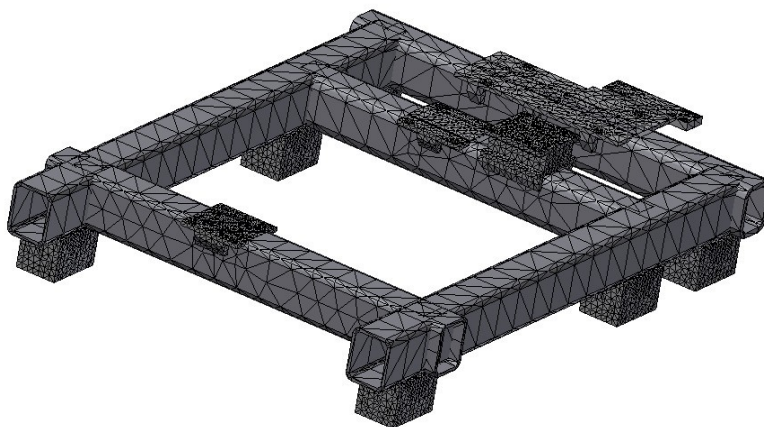
2.1 MODEL

Navržený rám v praxi nese komponenty nezbytně nutné pro zdvih břemen, které však bylo třeba pro zjednodušení pevnostního výpočtu z rámu odstranit. Jejich zatěžující účinky jsem však ve výpočtu zohlednil a to tak, že jsou charakterizovány tlakem odpovídajícím tíze komponent a neseného břemene na plochu, kterou je komponenta s rámem spojena.

2.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Pevnostní výpočet jsem opět provedl v aplikaci AUTODESK Inventor.

Rám jsem umístil na patky, mající pevný základ, simulují podpěrné body, které poskytuje konstrukce pojezdových koleček.

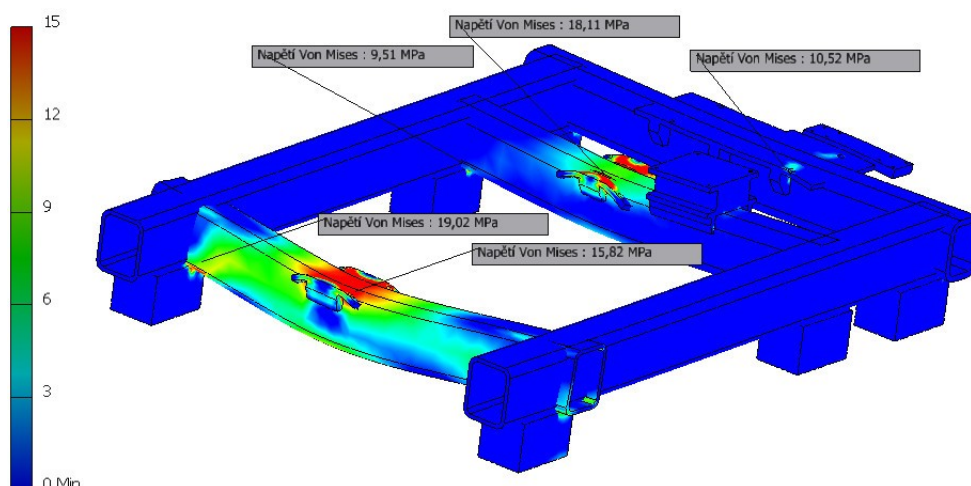


Obrázek 35 (sít modelu rámu)

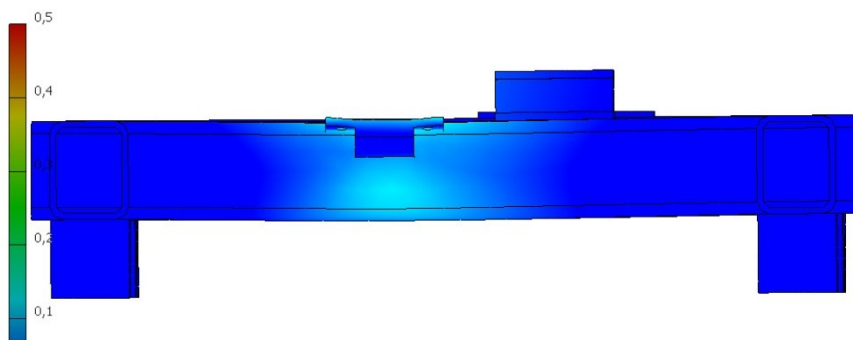
Abych tohoto docílil, umístil jsem pevné vazby na spodní stranu patek. Konstrukce rámu je svařovaná, a tak jsem všude použil vázané dotyky. Normované čtvercové profily mají materiál definovaný normou, přičemž mnou navržené komponenty jsou z oceli. Ve výpočtu je zohledněna i gravitace. Na obrázku 35 je znázorněn model sítě.

2.3 VÝSLEDKY

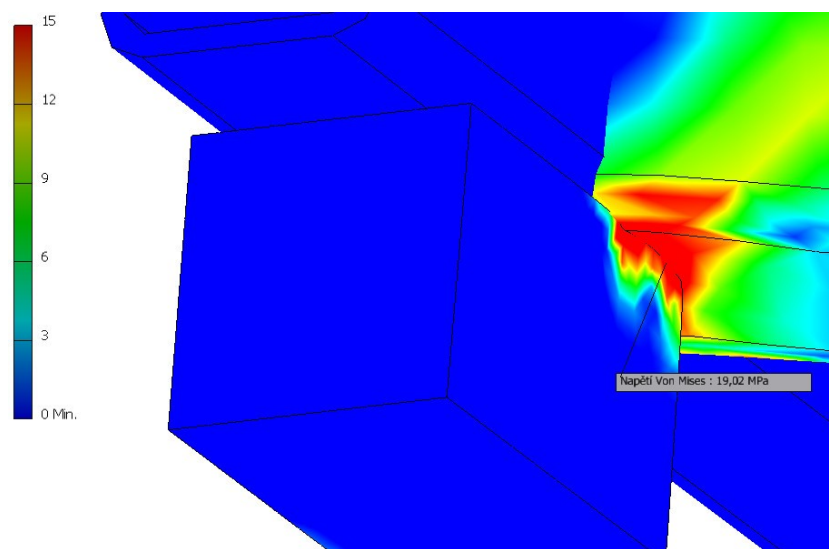
Před shrnutím výsledků je třeba zdůraznit, že v simulacích jsou viditelná i zatížení podpěrných patek. Ty však nejsou předmětem kontroly, a tak na jejich hodnoty nebudou brány na zřetel. Výsledky pevnostní analýzy vykazují největší namáhání konstrukce v místech, kde jsou příčné nosné rámy spojené s podélnými, kde napětí Von Mises dosahovalo hodnot okolo 20 MPa (obrázek 36). Největší deformace (posunutí) se dle očekávání projevila ve střední části příčných nosníků (obrázek 38) a dosahovala hodnoty okolo 2,7 mm (obrázek 37). Na základě pevnostní analýzy lze konstatovat, že navržená konstrukce vyhověla. Pro lepší ilustraci výsledků jsem upravil měřítko na maximální hodnotu 15 MPa, aby byly z obrázku dobře patrné nejvíce namáhaná místa.



Obrázek 23 (napětí Von Mises v modelu rámu)



Obrázek 24 (deformační model konstrukce)



Obrázek 38 (maximální napětí Von Mises v modelu rámu)

ZÁVĚR

Práce se skládá z několika částí, z nichž za stěžejní lze považovat část výpočtovou, kde jsem početně řešen návrh lana, kladnice, lanový buben, jištění zdvihu a pojezdu a pohon zdvihu a pojezd jeřábového ústrojí.

S ohledem na dosažení co nejefektivnějších konstrukčních rozměrů jsem navrhnul systém zalaňování s převodem 2 s dvojitým lanovým převodem, což znamená, že lano je navíjeno na dva konce. Na základě výpočtů jsem zvolil ocelové zdvihové lano 6x36 WS+Seal-Warrington o průměru 18 mm. V návaznosti na zvolený průměr se odvíjel návrh lanového bubnu, kladnice a vyrovnávací kladky.

Při navrhování bubnu byl kladen důraz na jednoduchost výroby a konstrukce s maximální možnou mírou použití normalizovaných součástí pro ekonomickou realizaci projektu. Při konstruování uložení lanového bubnu jsem řešil uložení hřídele s drážkou do ložisek v ložiskovém domku. Aby nedošlo k vytvoření vrubového účinku při přenosu kroutícího momentu z převodovky na hřídel bubnu v místě, kde je hřídel uložen v ložiskách ložiskového domku, vymyslel jsem komponentu, která umožňuje zachování drážky na hřídeli a zároveň možnost uložit hřídel do ložisek.

Konstrukce všech dílů kladnice je řešena s ohledem na jednoduchost výroby a maximální funkčnost. Středový díl kladnice disponuje závitem, aby bylo možno měnit nástroje pro uchopování břemen. Z rozměrových důvodů byla použita jehličková ložiska.

S přihlédnutím na poměrně velkou nosnost jsem do ložiskových domků volil dvouřadá válečková ložiska, aby bylo docíleno dobrého přenosu zatížení. Pro spolehlivé zajištění polohy ložisek jsem místo vnitřních pojistných kroužků použil mnou navržená víka, která přesně vymezují polohu ložisek z obou stran. Víka jsou dutá, aby jimi prošel hřídel a upevněná k tělům ložiskových domků pomocí osm šroubů.

Ocelový rám je tvořen svařencem z normovaných čtvercových profilů obdélníkových průřezů. Na konstrukci jsou dále přivařeny ploché vymezovací podložky, které zajišťují správnou polohu komponent tak, aby jejich hřídele byly v jedné rovině se vstupní a výstupní hřídelí převodovky. S ohledem na váhu břemene a rámu s veškerým příslušenstvím jsem rám opatřil šesti pojezdovými koly, přičemž dvě z nich jsou poháněná.

Na základě zadání firmy Strojírny Třinec a.s. zabezpečuje pohon zdvihu trojfázový asynchronní nízkonapěťový motor s kotvou nakrátko firmy SIEMENS s výkonem 11 kW.

Ten je přes IEC přírubu napojen na plochou převodovku s převodovým poměrem 204,7 a s dutou výstupní hřídelí firmy NORD s. r. o.

Pro pohon pojezdu jsem použil stejný výpočtový vzor jako u návrhu motoru a převodovky pro zdvih. Navrženým pohonným ústrojím je plochá elektropřevodovka firmy NORD s. r. o. s výkonem každého elektromotoru 2,2 kW.

K zabezpečení jistění zdvihu slouží mnou navržená dvoučelist'ová brzda s elektrohydraulickým budičem brzdné síly a brzdovým momentem 200 N·m, jejíž konstrukční řešení se opírá o brzdu firmy KPC a. s.

Model sestavy a jednotlivých komponent byly vytvořeny v programu ATODESK Inventor 2012.

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

Výkres sestavy – KUC0082-S1 (Jeřábová kočka)

Výkres sestavy – KUC0082-S2 (Brzda zdvihu)

Výrobní výkres – KUC0082-1 (Podložka)

Výrobní výkres – KUC0082-2 (Nožka)

Výrobní výkres – KUC0082-3 (Táhlo)

Výrobní výkres – KUC0082-4 (Spojovací hřídel)

Výrobní výkres – KUC0082-5 (Táhlo)

Výrobní výkres – KUC0082-6 (Diletační čep)

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Číslo	Název	Strana
obrázek 1	dvounosníková jeřábová kočka	18
obrázek 2	kočka bez zdvihu a pohonu	19
obrázek 3	vedení lana na bubnu jednou nebo dvěma větvemi	19
obrázek 4	jednonosníkový mostový jeřáb se dvěma kočkami	20
obrázek 5	jednoduchá jeřábová kočka s mechanizovaným zdvihem	21
obrázek 6	kočka s rucním zdvihem a pojezdem se šr. kladkostrojem	21
obrázek 7	jeřábová kočka s kombinovaným pohonem	22
obrázek 8	jeřábová kočka s motorickým pohonem	22
obrázek 9	dvounosníková kočka s ručním pohonem řetězem	23
obrázek 10	kladkostrojová jeřábová kočka	23
obrázek 11	jeřábová kočka klasické konstrukce	24
obrázek 12	jednoprarmenné lano	25
obrázek 13	víceprarmenná lana	25
obrázek 14	polozavřené lano	25
obrázek 15	uzavřené lano	25
obrázek 16	stejnoseměrné vinutí lana levé a pravé	25
obrázek 17	protiseměrné vinutí lana levé a pravé	25
obrázek 18	ocelové lano konstrukce Warington	26
obrázek 19	ocelové lano konstrukce SEAL	26
obrázek 20	ocelové lano konstrukce normální	26
obrázek 21	neumrtvené a umrtvené lano	26
obrázek 22	svařovaný řetěz	27

Číslo	Název	Strana
obrázek 23	Gallův řetěz	27
obrázek 24	konstrukce lana 6x36 WS+Seal Warrington	29
obrázek 25	hn. ú. SIEMENS 1LE 1002-1DB2 a NORD SK 9382 AG	32
obrázek 26	model navržené čelistové brzdy	37
obrázek 27	model navrženého lanového bubnu	39
obrázek 28	náčrt lanového bubnu	42
obrázek 29	síly a momenty působící na buben	43
obrázek 30	model navržené kladnice	46
obrázek 31	elektropřevodovka NORD 90L/4 BRE 20-SK 4282	47
obrázek 32	model navrženého kolečka pojezdu	54
obrázek 33	síť u modelu pro pevnostní analýzu	58
obrázek 34	napětí Von Mises v modelu brzdy	58
obrázek 35	síť modelu rámu	59
obrázek 36	napětí Von Mises v modelu rámu	60
obrázek 37	deformační model rámu	60
obrázek 38	maximální napětí Von Mises v modelu rámu	61

SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK

Číslo	Název	Strana
tabulka 1	účinnost lanových převodů	30
tabulka 2	součinitel skupiny jeřábu	40

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] REMTA, F.; KUPKA, L.; DRAŽAN, F. *Jeřáby: I. díl*. 2. dopl. vyd. Praha: SNTL, 1974. 645 s.
- [2] REMTA, F.; KUPKA, L. *Jeřáby: II. díl*. Praha: SNTL, 1958. 392 s.
- [3] DRASTÍK F a kolektiv; *Strojnické tabulky pro konstrukci a dílnu*. Ostrava: MONTANEX, 1995. 253 s.
- [4] ČSN 27 0100. *Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*, Praha 10- Hostivař, Vydavatelství ÚNM, 1978. 8s.
- [5] ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana*, Praha 10- Hostivař, Vydavatelství ÚNM, 1957. 9s.
- [6] ČSN 27 0103. *Návrh ocelových konstrukcí jeřábů*, Praha 10- Hostivař, Vydavatelství norem, 1990. 68s.
- [7] ČSN ISO 4301-1. *Jeřáby a zdvihací zařízení*, Praha 10- Hostivař, Vydavatelství norem, 1992. 8s.
- [8] Katalog Siemens: *Nízkonapěťové motory 1LE1* [online], 2013 [cit. 2013-05-01]. Dostupný z WWW:
<http://stest1.etnetera.cz/ad/curent/content/data_files/katalogy/d81/cat_d81_2012_cz.pdf>
- [9] Katalog Nord s.r.o.: *Základní katalog převodovek* [online], 2013 [cit. 2013-04-28]. Dostupný z WWW:
<http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf>
- [10] Materiál Webonde.: *Jeřábové kočky*. [online], 2010 [cit. 2013-05-01]. Dostupný z WWW:
<http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=4&ved=0CFUQFjAD&url=http%3A%2F%2Ffiles.strojarna.webnode.cz%2F200000003-64645655e2%2FJe%25C5%2599%25C3%25A1bov%25C3%25A9%2520ko%25C4%258Dky.pdf&ei=MLY9UcPaGIWg4gTUwIH4DA&usg=AFQjCNHy7GP5fG7H_8wVp4jpyCv-V2b3Gg&bvm=bv.43287494,d.Yms>
- [12] Katalog Drumet: *Ocelová lana se souběžným vedením* [online], 2008 [cit. 2013-04-28]. Dostupný z WWW: <<http://www.ocelova-lana.cz/SiteJay2.0/getFile.php?profile=1035&file=6-pramenne-lana-6x36WS.pdf>>

[13] Katalog Nord s.r.o.: *UNICASE gears Units and Gears motors IE2 50Hz, metric* [online], 2012 [cit. 2013-05-01]. Dostupný z WWW: <http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_IE2_CZ_0713~1.pdf>

[14] Katalog KPC a.s.: *Pojezdové brzdy* [online], 2008 [cit. 2013-04-28]. Dostupný z WWW: <http://www.kpc.cz/media/7086/Brakes_Uni.pdf>

[15] Katalog KPC a.s.: *Pojezdové brzdy* [online], 2008 [cit. 2013-04-28]. Dostupný z WWW: <http://www.kpc.cz/media/7086/Brakes_Uni.pdf>

[16] Katalog KPC a.s.: *Pojezdové brzdy* [online], 2008 [cit. 2013-04-28]. Dostupný z WWW: <http://www.kpc.cz/media/7086/Brakes_Uni.pdf>

[14] Katalog KPC a.s.: *Pojezdové brzdy* [online], 2008 [cit. 2013-04-28]. Dostupný z WWW: <http://www.kpc.cz/media/7086/Brakes_Uni.pdf>

[15] Giga s.r.o.: *El. Presentace výrobků GIGA* [online], 2008 [cit. 2013-04-28]. Dostupný z WWW: <http://www.gigasro.cz/files/promotion/2010_07_13_prezentace_giga_cz.pdf>

[16] Giga s.r.o.: *Mostový jeřáb giga* [online], 2008 [cit. 2013-04-28]. Dostupný z WWW: <http://www.gigasro.cz/files/jednonosnikove_mostove_jeraby_3d/jednonosnikovy-jerab-3d-6.jpg>